

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Vanja Škurić

Zagreb, 2013. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

REVITALIZACIJA INDUSTRIJSKE PARNE TURBINE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Student:

Vanja Škurić

Zagreb, 2013. godina



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

| | |
|--------------------------------------------------------------|--------|
| Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje | |
| Datum | Prilog |
| Klasa: | |
| Ur.broj: | |

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Vanja Škurić**

Mat. br.: 0035177392

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

REVITALIZACIJA INDUSTRIJSKE PARNE TURBINE

Naslov rada na
engleskom jeziku:

REVITALISATION OF INDUSTRIAL STEAM TURBINE

Opis zadatka:

Prilikom postupka revitalizacije kondenzacijske parne turbine s reguliranim oduzimanjem pare, koja radi u kogeneracijskoj termoelektrani u kojoj se istovremeno proizvodi toplinska i električna energija, odlučeno je da se u cilju poboljšanja energetske pretvorbe postojeće lopatice, koje su izvedene sa starijima, aerodinamički lošijim profilima, zamijene s lopaticama koje će biti izvedene s novima, aerodinamički boljim profilima. Od projektne dokumentacije postoji samo crtež uzdužnog presjeka turbine s osnovnom geometrijom rešetki stupnjeva, bez termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna.

Električna snaga na stezaljkama električnog generatora je $P_{el} = 2$ MW uz brzinu vrtnje turbine $n = 12\,000\text{ min}^{-1}$. Parametri pare na ulazu u turbinu su, tlak $p_0 = 44,8$ bar i temperatura $t_0 = 468\text{ °C}$, dok je tlak kondenzacije u kondenzatoru $p_{kon} = 0,298$ bar. Regulirano oduzimanja pare je pri tlaku $p_{od} = 2$ bar uz maseni protok $D_{od} = 8\text{ t/h}$.

U okviru završnog rada potrebno je:

1. proračunati potrebnu količinu pare na ulazu u turbinu;
2. rekonstruirati termodinamički i aerodinamički proračun stupnjeva turbine po srednjem promjeru;
3. konstruirati lopatice stupnjeva korištenjem odabrane grafičke ili analitičke metode za konstruiranje aerodinamski savršenih profila;
4. izraditi crtež uzdužnog presjeka revitalizirane parne turbine s glavnim mjerama.

U tekstu završnog rada potrebno je navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć tijekom izrade.

Zadatak zadan:

16. studenog 2012.

Rok predaje rada:

1. rok: 15. veljače 2013.

2. rok: 11. srpnja 2013.

3. rok: 13. rujna 2013.

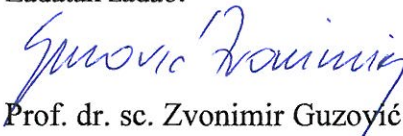
Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27., 28. veljače i 1. ožujka 2013.

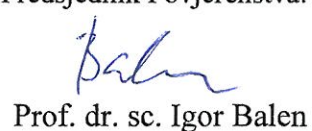
2. rok: 15., 16. i 17. srpnja 2013.

3. rok: 18., 19., i 20. rujna 2013.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru, profesoru Zvonimiru Guzoviću na stručnoj pomoći, potpori, korisnim savjetima koje mi je pružio i na literaturi koju mi je osigurao.

Zahvaljujem se docentu Željku Tukoviću na stručnim savjetima vezanim uz profiliranje lopatica.

Vanja Škurić

SADRŽAJ

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| SADRŽAJ | I |
| POPIS SLIKA | III |
| POPIS TABLICA | V |
| POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE | VI |
| POPIS OZNAKA | VII |
| SAŽETAK | X |
| SUMMARY | XI |
| 1. UVOD | 1 |
| 1.1. Osnovni pojmovi | 1 |
| 1.2. Toplinske turbine | 3 |
| 1.2.1. Definicije i nazivi | 3 |
| 1.2.2. Princip rada i osnovni elementi | 4 |
| 1.2.3. Klasifikacija toplinskih turbina | 6 |
| 1.2.3.1. Prema radnom fluidu koji struji kroz turbinu | 6 |
| 1.2.3.2. Klasifikacija parnih turbina prema načinu i mjestu odvođenja pare | 6 |
| 1.2.3.3. Klasifikacija parnih turbina prema načinu realizacije sile u rotorskim lopaticama | 9 |
| 1.2.3.4. Klasifikacija parnih turbina prema smjeru strujanja radnog fluida | 11 |
| 1.2.3.5. Klasifikacija parnih turbina prema stanju pare | 13 |
| 1.2.3.6. Klasifikacija parnih turbina prema temperaturi na ulazu u turbinu | 13 |
| 1.2.3.7. Klasifikacija parnih turbina prema broju kućišta i vratila | 13 |
| 1.2.4. Primjena parnih turbina | 14 |
| 2. PRORAČUN POTREBNE KOLIČINE PARE NA ULAZU U TURBINU | 16 |
| 3. ENERGETSKA PRETVORBA U TURBINSKOM STUPNJU I PRINCIPIJELNO USTROJSTVO TURBINE | 17 |
| 3.1. Osnovne jednadžbe za kompresibilni tok fluida | 17 |
| 3.1.1. Jednadžba stanja | 18 |
| 3.1.2. Jednadžba kontinuiteta | 19 |
| 3.1.3. Jednadžba količine gibanja | 20 |
| 3.1.4. Jednadžba očuvanja energije | 22 |
| 3.2. Osnovne karakteristike i parametri tokova u kanalima | 23 |
| 3.3. Energetska pretvorba u turbinskom stupnju | 33 |
| 3.3.1. Reaktivnost turbinskog stupnja | 37 |
| 3.3.2. Sile koje djeluju na rotorske lopatice | 38 |
| 3.3.3. Snaga i specifični rad stupnja | 40 |
| 3.4. Koeficijent iskoristivosti na obodu kola | 42 |
| 3.5. Geometrijske i plinsko-dinamičke karakteristike rešetki turbinskih lopatica | 50 |
| 3.5.1. Utjecaj geometrijskih i parametara strujanja na gubitke energije u turbinskoj rešetki | 58 |
| 3.5.2. Utjecaj relativne visine | 63 |
| 3.5.3. Utjecaj relativnog koraka profila u rešetki | 63 |

| | | |
|----------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.5.4. | Utjecaj kuta zakreta toka u rešetki..... | 64 |
| 3.5.5. | Utjecaj ulaznog kuta toka..... | 65 |
| 3.5.6. | Utjecaj Machovog broja Ma na izlazu iz rotorske rešetke..... | 66 |
| 3.5.7. | Utjecaj Reynoldsovog broja Re na izlazu iz rešetke s podzvučnim brzinama.... | 66 |
| 3.6. | Rad rešetke turbinskih lopatica uz promjenjive uvjete rada. Ekspanzija u kosom području rešetke | 67 |
| 3.6.1. | Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s konvergentnim kanalima | 67 |
| 3.6.2. | Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s divergentnim kanalima..... | 71 |
| 3.7. | Ekspanzija toka u kosom području rešetke | 74 |
| 3.8. | Određivanje dimezija statorskih i rotorskih lopatica turbinskog stupnja..... | 78 |
| 3.8.1. | Turbinski stupanj s jednim redom rotorskih lopatica..... | 78 |
| 3.8.2. | Rešetke lopatica uz nadzvučne brzine strujanja | 83 |
| 4. | TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN STUPNJEVA TURBINE ... | 89 |
| 4.1. | Ulazni podaci..... | 89 |
| 4.2. | Algoritam proračuna | 89 |
| 4.3. | Podaci dobiveni proračunom..... | 96 |
| 4.4. | Izračun električne snage | 102 |
| 4.5. | Ekspanzijska krivulja turbine u h-s dijagramu | 103 |
| 5. | KONSTRUKCIJA PROFILA LOPATICA | 104 |
| 5.1. | Uvod..... | 104 |
| 5.2. | Analitičke metode konstrukcije profila..... | 106 |
| 5.2.1. | Konstrukcija pomoću polinoma višeg reda | 106 |
| 5.3. | Konstrukcija profila | 109 |
| 5.3.1. | Prva grupa stupnjeva (1-11) | 109 |
| 5.3.1.1. | Konstrukcija profila statorskih lopatica | 109 |
| 5.3.1.2. | Konstrukcija profila rotorskih lopatica..... | 115 |
| 5.3.2. | Druga grupa stupnjeva (12-14)..... | 119 |
| 5.3.2.1. | Konstrukcija profila statorskih lopatica | 119 |
| 5.3.2.2. | Konstrukcija profila rotorskih lopatica..... | 121 |
| 6. | ZAKLJUČAK..... | 123 |
| | LITERATURA..... | 124 |
| | PRILOZI | 125 |

POPIS SLIKA

| | | |
|------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Slika 1.1 | Shematski prikaz turbine koja se sastoji od jednog stupnja | 5 |
| Slika 1.2 | Shematski prikaz presjeka kondenzacijske turbine | 7 |
| Slika 1.3 | Shematski prikaz presjeka protutlačne parne turbine | 8 |
| Slika 1.4 | Shematski prikaz presjeka kondenzacijske turbine s jednim reguliranim oduzimanjem | 9 |
| Slika 1.5 | Parna turbina s jednim stupnjem | 10 |
| Slika 1.6 | Aksijska parna turbina s više stupnjeva | 10 |
| Slika 1.7 | Shematski prikaz presjeka kroz radijalnu parnu turbinu s više stupnjeva | 12 |
| Slika 1.8 | Parna turbina s tangencijalnim smjerom strujanja i presjek komore za zakretanje smjera pare | 12 |
| Slika 1.9 | Presjek kroz dvokućišnu parnu turbinu | 13 |
| Slika 2.1 | Mehanička i električna iskoristivosti turboagregata u ovisnosti o jediničnoj snazi | 16 |
| Slika 3.1 | Strujanje kroz kanal – jednadžba kontinuiteta | 19 |
| Slika 3.2 | Strujanje kroz kanal – jednadžba količine gibanja | 21 |
| Slika 3.3 | Strujanje kroz kanal – jednadžba očuvanja energije | 22 |
| Slika 3.4 | $h - s$ dijagram promjene stanja pare ili plina koji struji kroz sapnicu | 25 |
| Slika 3.5 | Utjecaj relativne brzine λ na bezdimenzijske parametre toka | 29 |
| Slika 3.6 | Raspodjela parametara toka duž osi De Lavalove sapnice | 29 |
| Slika 3.7 | Maseni protok pare kroz sapnicu u ovisnosti o tlaku p_1 na izlaznom presjeku, s konstantnim tlakom p_0 na njenom ulazu | 32 |
| Slika 3.8 | Strujni dio aksijalnog turbinskog stupnja i razvijeni cilindrični presjek po srednjem promjeru stupnja | 33 |
| Slika 3.9 | $h - s$ dijagram za tok pare (ili plina) u turbinskom stupnju | 34 |
| Slika 3.10 | Trokuti brzina za tok pare u turbinskom stupnju | 36 |
| Slika 3.11 | $h - s$ dijagram procesa u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ (a) i $\rho < 0$ (b) | 38 |
| Slika 3.12 | Uz izvod jednadžbe količine gibanja za turbinski stupanj | 38 |
| Slika 3.13 | $h - s$ dijagram za tok u rotorskim lopaticama | 41 |
| Slika 3.14 | $h - s$ dijagram za tok u turbinskom stupnju s djelomičnim korištenjem energije izlazne brzine u sljedećem stupnju | 44 |
| Slika 3.15 | Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s reaktivnošću $\rho = 0$ | 46 |
| Slika 3.16 | Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s reaktivnošću $\rho = 0,5$ | 50 |
| Slika 3.17 | Geometrijske karakteristike rešetke statorskih lopatica | 51 |
| Slika 3.18 | Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica | 53 |
| Slika 3.19 | Modeli rešetki lopatica: a) cilindrična, b) ravninska | 54 |
| Slika 3.20 | $h - s$ dijagram procesa u rešetki statorskih (a) i rotorskih (b) lopatica | 55 |
| Slika 3.21 | Raspodjela tlaka preko rešetke statorskih (a) i aksijskih rotorskih profila (b) | 58 |
| Slika 3.22 | Shematski prikaz raspodjele graničnog sloja preko profila lopatica | 59 |
| Slika 3.23 | Sekundarno strujanje u rešetkama lopatica | 61 |
| Slika 3.24 | Gubici energije u statorskoj rešetki sastavljenoj od profila S-90-12A i S-90-15A u ovisnosti o relativnoj visini lopatice | 62 |
| Slika 3.25 | Profili aksijskih lopatica male visine u usporedbi s lopaticama velike i srednje visine | 62 |

| | | |
|------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Slika 3.26 | Koeficijent gubitaka u statorskoj rešetki s $l_1 = 0,5$ i $\Delta l = 0,33l_1$, u ovisnosti o Ma i obliku meridionalne konture kanala lopatica | 63 |
| Slika 3.27 | Koeficijent gubitaka energije u ovisnosti o relativnom koraku i debljini izlaznog profila brida lopatica (C-90-15A, P-30-21A) | 64 |
| Slika 3.28 | Koeficijent brzine za rešetke statorskih i rotorskih lopatica u ovisnosti o omjeru b/l i kutu zakreta toka u rešetki | 65 |
| Slika 3.29 | Gubici energije u akcijskoj rešetki u ovisnosti o ulaznom kutu toka | 65 |
| Slika 3.30 | Profilni gubici u ovisnosti o Ma broju (C-90-15A, P-30-21A) | 66 |
| Slika 3.31 | Utjecaj Re broja na profilne gubitke | 67 |
| Slika 3.32 | Mreža relativnih masenih protoka kroz konvergentne kanale lopatica | 70 |
| Slika 3.33 | Promjenjivi uvjeti rada divergentne De Lavalove sapnice | 71 |
| Slika 3.34 | Mreža masenog protoka za rešetku s divergentnim kanalima | 73 |
| Slika 3.35 | Ekspanzija toka u kosom području konvergentnog kanala statorske rešetke uz nadzvučne brzine toka na izlazu | 74 |
| Slika 3.36 | Hodograf brzine ekspanzije toka u konvergentnom kanalu rešetke lopatice | 76 |
| Slika 3.37 | Kut toka na izlazu iz konv. kanla rešetke lopatica u ovisnosti o Ma | 77 |
| Slika 3.38 | Aksijalni turbinski stupanj s cilindričnom (a) i koničnom (b) bandažom rotorskih lopatica | 78 |
| Slika 3.39 | Oblici kanala rešetki statorskih i rotorskih lopatica | 79 |
| Slika 3.40 | Dijagram za određivanje parametara toka u rešetkama statorskih i rotorskih lopatica | 79 |
| Slika 3.41 | Koef. protoka za pregrijanu paru u stat. i rot. rešetkama lopatica u ovisnosti o l/b i kutu zakreta $\Delta\beta$ | 80 |
| Slika 3.42 | Utjecaj vlažnosti pare na izlazu iz rešetke na koef. protoka | 80 |
| Slika 3.43 | Uz proračun divergentne sapnice | 83 |
| Slika 3.44 | Profilni gubici energije u statorskim rešetkama s različitim stupnjem divergencije u ovisnosti o Machovom broju na izlazu iz rešetke | 84 |
| Slika 3.45 | Trokut brzina na ulazu u rotorsku rešetku uz odklon toka u kosom području statorske rešetke | 85 |
| Slika 3.46 | Oblici profila lopatica razvijenih u Moskovskom energetsom institutu | 86 |
| Slika 3.47 | Karakteristike statorskog profila S-90-12A i karakteristike rotorskog profila R-30-21A | 88 |
| Slika 4.1 | Ekspanzijska linija u h-s dijagramu | 103 |
| Slika 5.1 | Geometrijski parametri turbinskog profila i rešetke | 104 |
| Slika 5.2 | Koordinatni sustav i geometrijski parametri rešetke | 107 |
| Slika 5.3 | Zavisnost kuta odklona $\Delta\alpha(\Delta\beta)$ o Machovom broju na izlazu iz rešetke s različitim kutevima $\alpha_{1r}(\beta_{2r})$ | 111 |
| Slika 5.4 | Dobiveni profil statorske lopatice prve grupe stupnjeva | 114 |
| Slika 5.5 | Dobiveni profil rotorske lopatice prve grupe stupnjeva | 118 |
| Slika 5.6 | Dobiveni profil statorske lopatice druge grupe stupnjeva | 120 |
| Slika 5.7 | Dobiveni profil rotorske lopatice druge grupe stupnjeva | 122 |

POPIS TABLICA

| | |
|-----------------------------------------------------------------------|-----|
| Tablica 3.1 Kritični parametri tokova s izentropskom ekspanzijom..... | 28 |
| Tablica 4.1 Prikaz zadanih podataka za proračun turbine | 89 |
| Tablica 4.2 Dobivene vrijednosti za stupnjeve od 1 do 5..... | 96 |
| Tablica 4.3 Dobivene vrijednosti za stupnjeve od 6 do 10..... | 98 |
| Tablica 4.4 Dobivene vrijednosti za stupnjeve od 11 do 14..... | 100 |
| Tablica 4.5 Izračun snage stupnjeva turbine | 102 |
| Tablica 5.1 Polazni podaci za stator stupnja 6 | 109 |
| Tablica 5.2 Parametri za konstrukciju profila statora stupnja 6..... | 113 |
| Tablica 5.3 Polazni podaci za rotor stupnja 6 | 115 |
| Tablica 5.4 Parametri za konstrukciju profila rotora stupnja 6..... | 118 |
| Tablica 5.5 Polazni podaci za stator stupnja 14 | 119 |
| Tablica 5.6 Parametri statora stupnja 14..... | 119 |
| Tablica 5.7 Parametri za konstrukciju profila statora stupnja 14..... | 120 |
| Tablica 5.8 Polazni podaci za rotor stupnja 14 | 121 |
| Tablica 5.9 Parametri rotora stupnja 14..... | 121 |
| Tablica 5.10 Parametri za konstrukciju profila rotora stupnja 14..... | 122 |

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

1-1-2013 PARNA TURBINA 2 MW

POPIS OZNAKA

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|-----------------------|--------------------|---------------------------------------------------------------------------------|
| P_{el} | MW | električna snaga |
| η_{meh} | - | mehanički stupanj iskoristivosti |
| η_{el} | - | električni stupanj iskoristivosti |
| D | kg/s, t/h | maseni protok na ulazu u turbinu |
| p_0 | bar | tlak na ulazu u turbinu |
| ϑ_0 | °C | temperatura na ulazu u turbinu |
| p_k | bar | konačni tlak na izlazu iz zadnjeg stupnja |
| D_{od} | kg/s, t/h | maseni protok oduzimanja |
| s_0 | kJ/kgK | entropija na ulazu u prvi stupanj |
| p_{od} | bar | tlak oduzimanja |
| d_{1sr} | mm | srednji promjer statora |
| d_{1k} | mm | korijenski promjer |
| l_1 | mm | visina lopatice statora |
| u_1 | m/s | obodna brzina |
| R | - | reaktivnost stupnja na srednjem promjeru |
| $(u/c_f)_{opt}$ | - | optimalni odnos obodne i fiktivne brzine stupnja |
| $(u/c_f)_r$ | - | računski odnos obodne i fiktivne brzine stupnja |
| $\Delta(u/c_f)_{opt}$ | % | promjena optimalnog odnosa obodne i fiktivne brzine stupnja |
| c_f | m/s | fiktivna brzine stupnja |
| Δh_{is} | kJ/kg | izentropski toplinski pad stupnja |
| Δh_{1is} | kJ/kg | izentropski toplinski pad u statorskoj rešetci |
| c_{1t} | m/s | teoretska apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke |
| h_0 | kJ/kg | specifična entalpija na ulazu u statorsku rešetku |
| h_{1t} | kJ/kg | teoretska specifična entalpija na izlazu iz statorske rešetke |
| h_{2t} | kJ/kg | teoretska specifična entalpija na izlazu iz rotorske rešetke |
| p_0 | bar | tlak na ulazu u statorsku rešetku |
| p_1 | bar | tlak na izlazu iz statorske rešetke |
| p_2 | bar | tlak na izlazu iz rotorske rešetke |
| v_0 | m ³ /kg | specifični volumen na ulazu u statorsku rešetku |
| v_{1t} | m ³ /kg | teoretski specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke |
| v_{2t} | m ³ /kg | teoretski specifični volumen na izlazu iz rotorske rešetke |
| x_0 | kg/kg | sadržaj pare na ulazu u stupanj |
| x_2 | kg/kg | sadržaj pare na izlazu iz stupnja |
| a_1 | m/s | brzina zvuka na izlazu iz statorske rešetke |
| M_{1t} | - | teoretski Machov broj na izlazu iz statorske rešetke |
| ε_1 | - | odnos tlaka na izlazu iz statorske rešetke i tlaka na ulazu u statorsku rešetku |
| F_1 | mm ² | potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke |
| e_{1l_1} | mm | fiktivna visina sapnica |
| e_1 | - | parcijalnost sapnica |
| α_u | ° | kut ugradnje lopatica statorske rešetke |

| | | |
|-------------------|-----------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| $\bar{t}_{opt,1}$ | - | relativni optimalni korak lopatica statorske rešetke |
| b_1 | mm | duljina tetive profila statorske rešetke |
| $t_{1,opt}$ | mm | stvarni optimalni korak lopatica statorske rešetke |
| Z_1 | - | broj lopatica statorske rešetke |
| $t_{1,kor}$ | mm | korigirani stvarni korak statorske rešetke |
| $\bar{t}_{1,kor}$ | - | korigirani relativni korak statorske rešetke |
| φ | - | koeficijent brzine za statorsku rešetku |
| c_1 | m/s | stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke |
| α_1 | ° | kut toka pare na izlazu iz statorske rešetke |
| w_1 | m/s | stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku |
| β_1 | ° | kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku |
| $\Delta h_{g,S}$ | kJ/kg | gubitak u statorskoj rešetci |
| Δh_{2is} | kJ/kg | izentropski toplinski pad u rotorskoj rešetci |
| w_{2t} | m/s | teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke |
| a_2 | m/s | brzina zvuka na izlazu iz rotorske rešetke |
| M_{2t} | - | teoretski Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke |
| ε_2 | - | odnos tlaka na izlazu iz rotorske rešetke i tlaka na ulazu u rotorsku rešetku |
| F_2 | mm ² | potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke |
| Δl | mm | potrebno prekrivanje između lopatica statorske i rotorske rešetke |
| l_2 | mm | visina lopatice rotorske rešetke |
| d_{2sr} | mm | srednji promjer rotorske rešetke |
| u_2 | m/s | obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke |
| β_{2ef} | ° | potrebni izlazni kut profila lopatice rotorske rešetke |
| β_u | ° | kut ugradnje lopatica rotorske rešetke |
| $\bar{t}_{opt,2}$ | - | relativni optimalni korak lopatica rotorske rešetke |
| b_2 | mm | duljina tetive profila rotorske rešetke |
| $t_{2,opt}$ | mm | stvarni optimalni korak lopatica rotorske rešetke |
| Z_2 | - | broj lopatica rotorske rešetke |
| $t_{2,kor}$ | mm | korigirani stvarni korak rotorske rešetke |
| $\bar{t}_{2,kor}$ | - | korigirani relativni korak rotorske rešetke |
| ψ | - | koeficijent brzine za rotorsku rešetku |
| β_2 | ° | kut stvarne relativne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke |
| w_2 | m/s | stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke |
| $\Delta h_{g,R}$ | kJ/kg | gubitak u rotorskoj rešetci |
| c_2 | m/s | stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke |
| α_2 | ° | kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke |
| $\Delta h_{g,ib}$ | kJ/kg | gubitak uslijed izlazne brzine |
| η_u | - | stupanj djelovanja na obodu kola |
| ξ_{vent} | - | gubitak regulacijskog stupnja zbog ventilacije |

| | | |
|--------------|-------|------------------------------------------------------------------|
| ξ_{tr} | - | gubitak uslijed trenja diska |
| ξ_{seg} | - | gubitak na krajevima segmenata sapnica |
| $\xi_{y,S}$ | - | gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu na statoru |
| $\xi_{y,R}$ | - | gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu na rotoru |
| ξ_y | - | ukupni gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu |
| ξ_w | - | gubitak zbog vlažne pare |
| ξ_{parc} | - | gubitak uslijed parcijalnosti |
| η_i | - | unutarnji stupanj djelovanja |
| Δh_i | kJ/kg | iskorišteni toplinski pad stupnja |
| Δh_g | kJ/kg | gubitak stupnja |
| h_{izl} | kJ/kg | stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja |

SAŽETAK

Prilikom postupka revitalizacije kondenzacijske parne turbine s reguliranim oduzimanjem pare, koja radi u kogeneracijskoj termoelektrani u kojoj se istovremeno proizvodi toplinska i električna energija, odlučeno je da se u cilju poboljšanja energetske pretvorbe postojeće lopatice, koje su izvedene sa starijima, aerodinamički lošijim profilima, zamijene s lopaticama koje će biti izvedene s novim, aerodinamički boljim, profilima.

U okviru ovog rad dan je kratki općeniti opis parnih turbina, proračunata je potrebna količina pare na ulazu turbinu, opisane su osnove energetskih pretvorbi u turbinskom stupnju, rekonstruiran je termodinamički i aerodinamički proračun stupnjeva turbine, objašnjena je jedna od analitičkih metoda konstruiranja lopatica, konstruirane su dvije grupe lopatica i izrađen je crtež presjeka turbine.

Ključne riječi:

parna turbina, termodinamički proračun, aerodinamički proračun, konstrukcija profila

SUMMARY

In the process of revitalization of condensing steam turbine with regulated steam extraction, which operates in a cogeneration power plant where electric power and heat is generated at the same time, it was decided, in order to improve energy conversions, to replace present turbine blades with new blades, which have better aerodynamical properties.

This thesis incorporates: short general description of steam turbines, calculation of required steam mass flow rate at turbine inlet, basics of energy conversion in a turbine stage, reconstruction of thermodynamical and aerodynamical calculation of turbine stages, description of one of the analytic blade designing methods, blade designs for two blade groups and technical drawing of a cross section of the turbine

Key words:

steam turbine, thermodynamical calculation, aerodynamical calculation, blade design

1. UVOD

1.1. Osnovni pojmovi

Toplinski turbostrojevi obuhvaćaju uglavnom tipove turbostrojeva kao što su parne i plinske turbine te turbokompresore, tj. strojeve u kojima se toplinska energija, kao energija u prijelazu, pretvara u mehanički rad i obrnuto (otud naziv toplinski). U njima se osim toga pretvorba energije obavlja između radnog fluida koji struji kontinuirano kroz stroj i jednog ili više radnih kola koja se okreću, pa otuda i naziv turbo (kao što je poznato *lat. turbo* znači vrtlog, okretanje, vihor). Često se zbog toga, budući da kroz stroj struji fluid u kontinuiranom toku, susreće za ove strojeve naziv strojevi na strujanje.

Zajedničko izučavanje svih toplinskih turbostrojeva se temelji na zajedničkim zakonima mehanike fluida i termodinamike, budući da kroz njih fluid struji uz istovremenu pretvorbu toplinske energije u mehanički rad i obrnuto. Ovi zajednički zakoni čine osnovu mehanike strujanja stlačivog fluida ili dinamike plinova. Pri ovom izučavanju od manjeg je značaja termodinamičko stanje radnog fluida koji struji kroz stroj. To može biti para neke kapljevine. Ako se radi o vodenoj pari, onda se takav stroj, koji služi za dobivanje rada iz toplinske energije pare, naziva parna turbina. Ako kroz stroj struji bilo kakav plin, a izmjene topline su tako velike da se moraju prilikom izučavanja uzeti u obzir, onda se takav stroj, koji služi za dobivanje mehaničkog rada iz toplinske energije plina, naziva plinska turbina. U slučaju da se mehanički rad koristi za povećanje radne sposobnosti nekog plina, tj. mehaničkim se radom povećava toplinska energija radnog fluida, onda se takav stroj naziva turbokompresor, a pri tome se mehanički rad dovodi jednom ili nekoliko kola koja su u vrtnji.

Način pretvorbe toplinske energije kod toplinskih turbostrojeva najbolje se može shvatiti ako se usporedi s načinom pretvorbe energije kod toplinskih stapnih strojeva. Odmah se mogu uočiti dvije bitne razlike između ova dva tipa stroja. Prva je razlika u tome što se toplinska energija koja se manifestira kaotičnim gibanjem molekula kod stapnih toplinskih strojeva neposredno prenosi na stap (molekule udaraju o stap većom brzinom od one kojom se od njega odbijaju). Kod toplinskih turbostrojeva su ta pretvorba i prijenos energije na rotirajuće elemente stroja posredni. Prvo se toplinska energija radnog fluida pretvara u kinetičku energiju strujanja većih kontinuuma fluida, a tek se potom kinetička energija prenosi na kolo. Proces pretvorbe toplinske energije kod ova dva tipa toplinskih strojeva obavlja se na dva

bitno različita načina. Kod toplinskih stapnih strojeva je neposredan, dok je kod toplinskih turbostrojeva proces pretvorbe toplinske energije posredan putem kinetičke energije strujanja.

Druga značajna razlika je u načinu prijenosa mehaničke energije dobivene gibanjem pokretnih elemenata stroja. Kod turbostrojeva je mehanička energija dobivena odmah, u izrazito pogodnom obliku za daljnje korištenje, tj. u obliku vrtnje rotora. Kod stapnih strojeva se mora posebnim mehanizmom pravocrtno gibanje pretvarati u vrtnju pa je taj proces pretvorbe posredan.

Iz navedene razlike procesa pretvorbe i prijenosa energije kod prvog i drugog tipa strojeva slijede i njihove glavne prednosti ali i nedostaci. Kako se kod turbostrojeva rad dobiva u vrlo pogodnom obliku putom vrtnje rotora, rad im je mirniji jer nema pravocrtno gibajućih masa koje je teško potpuno uravnotežiti. Mirniji rad omogućuje gradnju jedinica velikih snaga koje su sigurne u pogonu. Radni fluid ne dolazi u dodir s uljem i ostaje čist. On struji neprekidno u zatvorenom kontinuiranom toku te se za dobivanje toplinske energije mogu koristiti i najlošija goriva. Međutim, ovakav indirektan način pretvorbe toplinske enrgije kod toplinskih turbostrojeva, pored ovih navedenih prednosti, donosi i određene značajne nedostatke. Jedan od njih je vrlo velika brzina strujanja (reda veličine kaotičnog gibanja molekula), nastala pretvorbom kaotičnog gibanja molekula u sređeno strujanje fluida. Zbog toga, s jedne strane nastaju veći gubici radne sposobnosti plina kod strujanja s tako velikim brzinama kroz toplinske turbostrojeve. S druge strane, ovako velike brzine strujanja traže, za dobru pretvorbu kinetičke energije u mehanički rad, i velike brzine vrtnje rotora.

I tijekom razvoja toplinskih strojeva pokazale su se dvije bitne prednosti parne turbine ispred parnog stapnog stroja koje su u vrlo kratkom roku dovele do dominacije parnih turbina, a potom i do eliminacije parnog stroja iz široke primjene. Prva prednost je mogućnost povećanja temperature pare do visokih pregrijanja, jer su ležaji turbine udaljeni od radnog parnog prostora, dok kod stapnog stroja treba uvoditi ulje u radni cilindar, te primjena kondenzatora sa značajnim vakuumom, tj. takvim volumenom pare na izlazu iz turbine, koji se zbog ograničenog stapaja parnog stroja ne može uspješno iskoristiti. Druga prednost je mala specifična masa radnog dijela, posebice temelja, te odsustvo dodatnih zamašnih masa i mogućnost znatnog povećanja jedinične snage.

1.2. Toplinske turbine

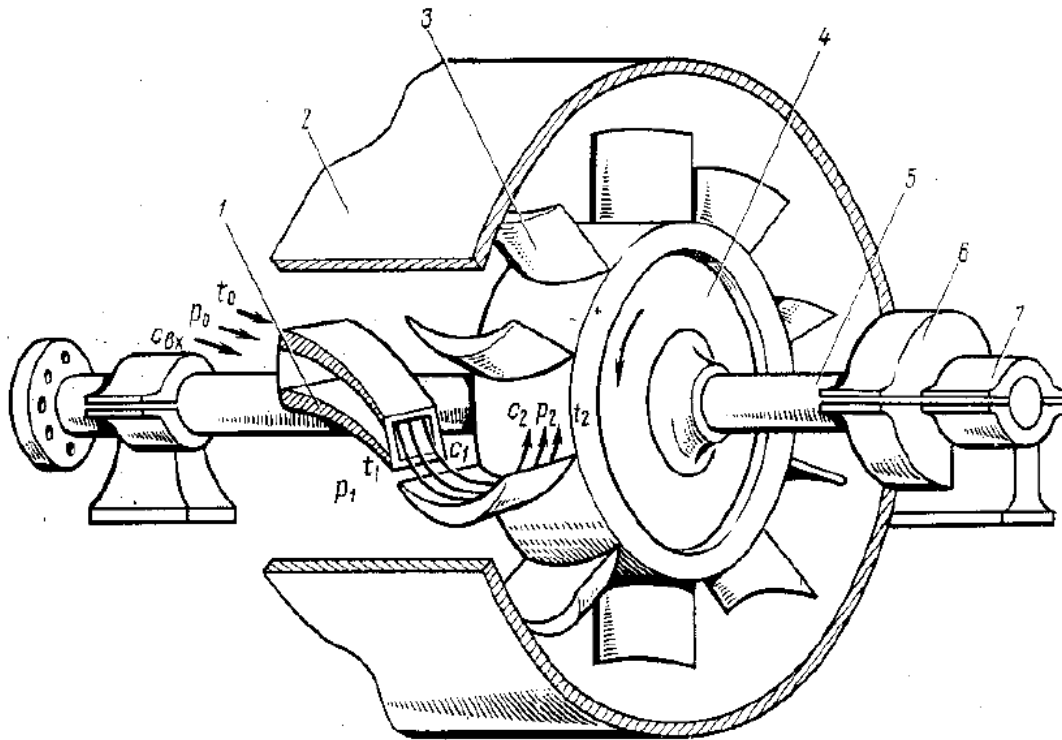
1.2.1. Definicije i nazivi

Toplinske turbine su strojevi koji pretvaraju toplinsku energiju toka fluida u kinetičku energiju, a zatim kinetičku energiju u mehanički rad putem vrtnje rotora. Turbina je stroj koji se sastoji od jednog ili više naizmjenično poredanih redova mirujućih i rotirajućih lopatica ugrađenih na vratilo, koje tvore kanale za strujanje radnog fluida (pare ili plina). U turbini se dio energije sadržan u radnom fluidu uz intenzivno ekspanzijsko strujanje, karakterizirano naglim padom tlaka i temperature i odgovarajućim povećanjem volumena u sapnicama ili statorskim lopaticama, pretvara u kinetičku energiju. Potom se ova energija u lopaticama rotora pomoću rotacijskog gibanja pretvara u mehanički rad.

Radni stroj, koji turbina kao pogonski stroj pokreće, može biti generator u kojem se mehanički rad pretvara u električnu energiju. Toplinska se turbina zajedno s pogonjenim strojem naziva turboagregat. Ovo je i najčešći slučaj. No toplinska turbina može pokretati i neki turbokompresor, pumpu (tj. služi za tzv. mehanički pogon) ili služiti za pokretanje raznih prometnih sredstava kao što su zrakoplovi, lokomotive, automobili. Međutim, za dobivanje mehaničkog rada iz topline, po prvom i drugom zakonu termodinamike, mora postojati, pored toplinske turbine, i izvor topline (generator pare ili nuklearni reaktor). U njemu se iz kemijske (ili nuklearne) energije goriva dobiva toplina koja se predaje radnom fluidu (vodena para ili plinovi izgaranja). Pored toga, mora postojati i ponor topline, tj. uređaj u kojem se toplina, koja nije mogla biti pretvorena u mehanički rad, odvodi i predaje okolišu. Ovaj uređaj je kondenzator (hladnjak). Turboagregat zajedno s kondenzatorom (hladnjakom), pripadajućim cjevovodima i izmjenjivačima topline, pumpama potrebnima za rad, čine ono što se zajedničkim imenom naziva postrojenje toplinske turbine ili jednostavno termoenergetsko postrojenje. Ako je turbina u turbopostrojenju parna onda se radi o parnom turbopostrojenju ili se ovakvo postrojenje naziva postrojenje parne turbine. Obično se kod suvremenih turbopostrojenja za svaki turboagregat predviđa jedan izvor topline. Cjelokupno postrojenje, zajedno s pripadajućim izvorom topline, naziva se blok turbopostrojenja (ili termoenergetski blok) ili jednostavno blok. Ako se radi o bloku parne turbine izvor topline je jedan generator pare (ili parni kotao), a obično se cijelo takvo postrojenje naziva parni blok.

1.2.2. Princip rada i osnovni elementi

Budući da se kod toplinskih turbina prvo mora toplinska energija pretvoriti u kinetičku energiju uređenog toka fluida, one moraju imati takve elemente u kojima se to može postići. Pretvorba toplinske u kinetičku energiju uređenog toka fluida može se ostvariti adijabatskim procesom ekspanzije pri čemu tlak opada, a brzina strujanja raste. Za takav adijabatski plinsko-dinamički proces moraju postojati kanali čiji se presjeci mijenjaju na odgovarajući način. Ti mirujući kanali koje oblikuju statorske lopatice pričvršćene neposredno ili posredno preko dijafragmi u kućište turbine čine sapničko ustrojstvo ili statorsku rešetku turbine koja je obilježena s *1* na slici 1.1. Na slici 1.1 prikazana je samo jedna sapnica (statorski kanal) dok u stvarnosti one mogu biti razmještene po čitavom obodu ili njegovom dijelu. U sapničkom ustrojstvu para ili plin ekspankira do tlaka p_1 na izlazu. Prilikom ekspanzije, brzina radnog fluida raste s brzine c_0 na ulazu na brzinu c_1 na izlazu, da bi, s tako povećanom brzinom (visokom kinetičkom energijom), ulazio u kanale radnog kola koje čine rotorske lopatice 3 pričvršćene na disk 4. Na taj se način u sapnicama obavlja prva energetska pretvorba, potencijalne toplinske u kinetičku energiju. U radnom kolu se nastavlja proces pretvorbe toplinske enrgije u kinetičku energiju struje radnog fluida (daljnja ekspanzija ako je $p_1 > p_2$). No, uz to, oblik kanala radnog kola mora biti takav da se ostvari još jedan važan energetski proces. To je proces prenošenja kinetičke energije toka fluida na rotor, odnosno njena pretvorba u mehanički rad. To se može postići samo na taj način ako se pri strujanju radnog fluida kroz kanale radnog kola pojave sile. To se postiže posebnim oblikom lopatica koje se nalaze poredane po obodu radnoga kola. Ako se mehanički rad dobiva na račun kinetičke energije radnog fluida, apsolutna brzina pare na izlazu iz rotorskih kanala c_2 je manja od apsolutne brzine na ulazu u rotorske lopatice c_2 . Na taj se način u kanalima rotorskih lopatica obavlja druga pretvorba energije: kinetička energija pare se pretvara u mehanički rad rotacijom rotorskih lopatica.



Slika 1.1 Shematski prikaz turbine koja se sastoji od jednog stupnja

Dva bitna funkcionalna elementa svake turbine su, dakle, mirujuće (statorske) lopatice (sapnice), na određeni način učvršćene u kućište (obično preko dijafragme u kojoj su smještene) i radno kolo s rotorskim lopicama razmještenima po njegovom obodu. Statorske i rotorske lopatice poredane po obodu čine kanale u kojima se odvijaju određene termodinamičke promjene i energetske pretvorbe. Oni se obično nazivaju statorska i rotorska rešetka i čine turbinski stupanj. Svaka turbina pored ova dva najvažnija funkcionalna elementa mora imati i druge uglavnom konstrukcijske elemente. Naime, jedno ili više radnih kola mora biti pričvršćeno na vratilo 5 kojim se okretni moment preko spojke 8 prenosi na radni stroj. Vratilo s radnim kolom ili više radnih kola naziva se rotor turbine. Da radni fluid ne bi izlazio u okoliš, radni prostor turbine mora biti zatvoren. U tu svrhu služi kućište turbine 2 koje istovremeno štiti rotor od oštećenja. Rotor turbine leži u potpornim nosivim ležajima 7 koji preuzimaju sile zbog vlastite mase rotora. Osim sile, koja izaziva rotaciju rotora, na njega djeluje od strane pare i aksijalna sila koju preuzima odzivni ležaj 6. Odzivni i nosivi ležaji osim toga služe za aksijalno i radijalno vođenje rotora, tj. osiguravaju potrebne radijalne i aksijalne zazor pri rotaciji. Na mjestima gdje rotor prolazi kroz kućište ili ostale mirujuće dijelove mora se s jedne strane spriječiti kontakt rotirajućeg rotora o mirujućem statoru, a s druge strane gubitak radnog fluida u okoliš. Zbog toga se na tim mjestima ugrađuju bezkontaktne labirintne brtve.

1.2.3. Klasifikacija toplinskih turbina

1.2.3.1. Prema radnom fluidu koji struji kroz turbinu

Ako kroz toplinsku turbinu struji para, onda se turbina naziva parna turbina, a ako struji plin, onda je to plinska turbina. Odmah se može uočiti da ovakva klasifikacija nije opravdana s gledišta proučavanja strujanja u samoj turbini, tj. s gledišta same osnovne teorije. Procesi koji se odigravaju u samoj turbini su isti bilo da se radi o strujanju pare ili o strujanju plina. No ipak je ovakva klasifikacija opravdana s gledišta proučavanja turbine u sklopu cijelog postrojenja. Postrojenja parne i plinske turbine moraju se razlikovati jer rade po dva sasvim različita termodinamička ciklusa. Principijelno, po zakonima termodinamike i mehanike fluida kojima se mogu opisati procesi strujanja u toplinskim turbinama i prema obliku osnovnih funkcionalnih elemenata, nema nikakve razlike čiji bi uzrok bio u razlici radnog fluida. Parna turbina se s te točke gledišta proučavanja strujanja može nazvati plinskom turbinom s parom (para je plin) i obrnuto plinska turbina se može zvati parna turbina (jer se svaki plin može zamisliti kao para kapljevine tog istog plina). Vidi se dakle da je podjela na parne i plinske turbine od sporednog značaja s gledišta proučavanja strujanja u samim strojevima. No zbog razlike u ciklusima svrsishodna je i povijesno uobičajena podjela na plinska i parna turbo-postrojenja.

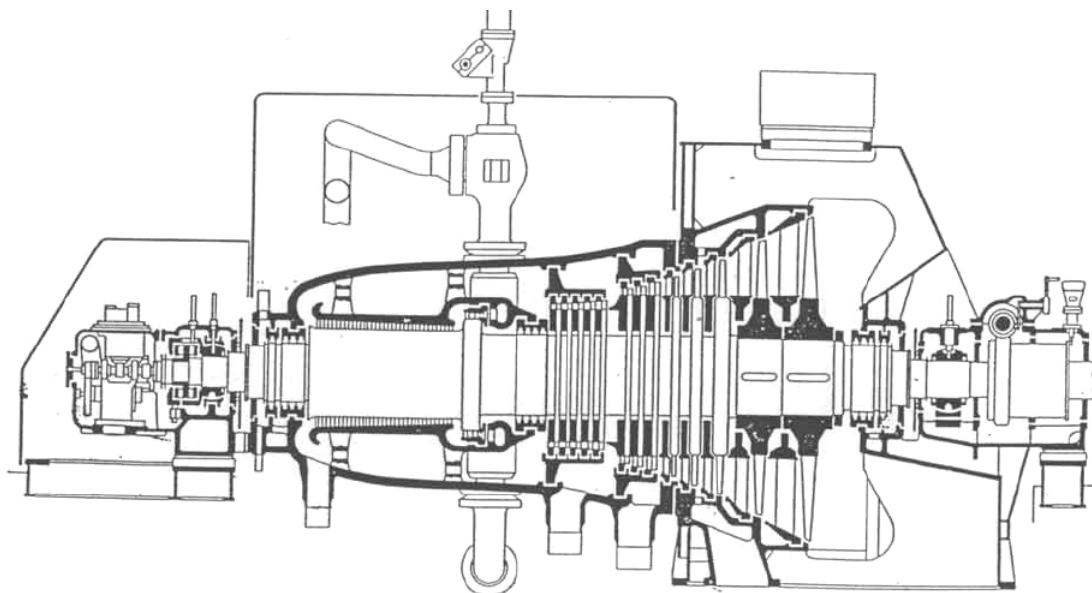
Parne turbine najčešće rade s vodenom parom. Bilo je izvedenih eksperimentalnih postrojenja koja rade s živinom parom, kao i postrojenja s parom freona.

1.2.3.2. Klasifikacija parnih turbina prema načinu i mjestu odvođenja pare

Parne turbine se prema načinu i mjestu gdje se para odvodi od turbine mogu podijeliti na kondenzacijske parne turbine i parne turbine s protutlakom, na kondenzacijske parne turbine s jednim ili više oduzimanja te protutlačne parne turbine s jednim ili više oduzimanja.

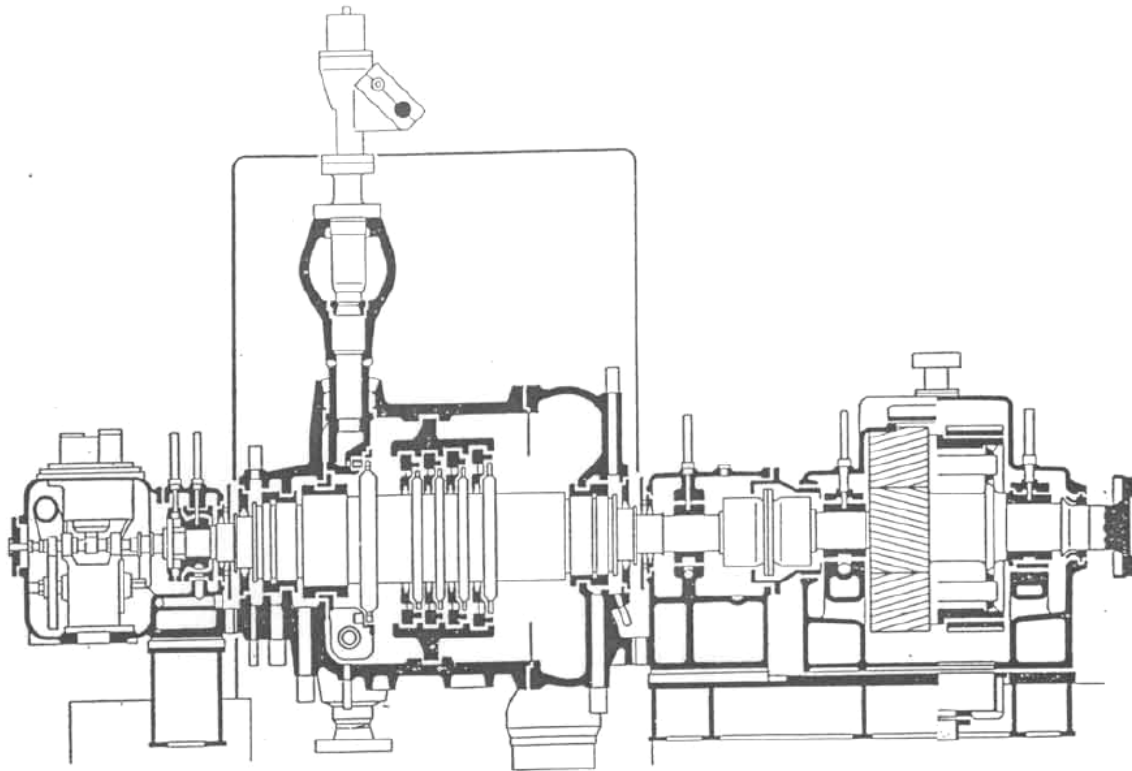
Kondenzacijske parne turbine su one kod kojih se para koja izlazi iz turbine odvodi u kondenzator. Tu se ona kondenzira pomoću rashladnog fluida, a toplina kondenzacije se ne koristi ni za kakve daljnje svrhe grijanja već se predaje okolišu. U pravilu je tlak pare koja se kondenzira niži od atmosferskog da bi se snizila temperatura pri kojoj nastaje kondenzacija, a iskoristila u najvećoj mogućoj mjeri radna sposobnost pare za dobivanje rada. Kondenzat se odvodi u generator pare kao napojna voda. Ekspanzijom pare do tlaka dosta nižeg od atmosferskog, a time i do temperature koja je samo malo viša od temperature okoliša, dobiva se iz pare skoro maksimalni rad. Ovo i odgovara namjeni ovih turbina, koje, prije svega, služe

za proizvodnju električne energije u termoelektranama. U ovakvim postrojenjima je potrebno iz topline dobiti najveći mogući rad. To se može postići samo ako se ekspanzija pare produži skoro do temperature okoliša. Kako se ekspanzija pare u turbini vrši skoro do temperature okoliša, zbog dobivanja najvećeg mogućeg rada, nemoguće je iskoristiti toplinu kondenzacije za daljnje svrhe. Kondenzacijska parna turbina je prikazana na slici 1.2.



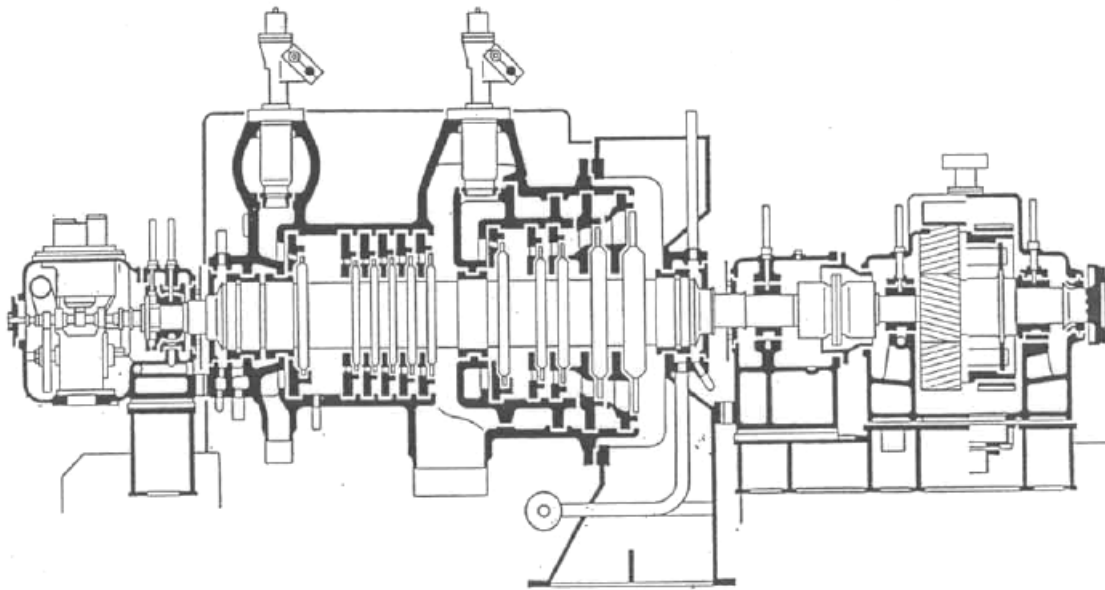
Slika 1.2 Shematski prikaz presjeka kondenzacijske turbine

Protutlačne parne turbine se primjenjuju kada je uz mehanički rad (odnosno električnu energiju) potrebna topline, za neke industrijske ili komunalne potrebe. U tom se slučaju s ekspanzijom pare ne ide (kao kod kondenzacijske turbine) skoro do temperature okoliša. Proces ekspanzije ide samo do onih tlakova odnosno temperatura, koje su potrebne za neki proces. Para koja izlazi iz turbine odvodi se potrošačima pare ili potrošačima topline te pare. Kako su kod većine ovakvih procesa potrebne više temperature pare, to su tlakovi pare obično viši od atmosferskog. Zato se ovakve turbine i nazivaju protutlačnima. Turbina radi u jednom postrojenju u kojem se istovremeno dobivaju dva proizvoda. Jedan je električna energija a drugi topline, koju ima para koja se odvodi potrošačima. Takva postrojenja su obično elektrane-toplane (tzv. spojno ili kogeneracijsko postrojenje). Protutlačna parna turbina je prikazana na slici 1.3. Jedina razlika između postrojenja turbine s protutlakom i turbine s kondenzacijom je u tome što se kod postrojenja turbine s protutlakom topline predaje potrošačima topline. Kod postrojenja s kondenzacijskom parnom turbinom topline kondenzacije se predaje okolišu.



Slika 1.3 Shematski prikaz presjeka protutlačne parne turbine

Parne turbine s oduzimanjem pare (tzv. reguliranim oduzimanjem, budući da se parametri oduzete pare reguliraju) i kondenzacijom su kombinacija prethodna dva tipa turbina. Kod ovih se turbina jedan dio pare, koji je ekspandirajući od ulaznog tlaka predao određeni rad rotoru, oduzima iz turbine i odvodi potrošačima pare. Ostatak pare ekspandira dalje do tlaka kondenzacije pri čemu se iz nje dobiva i dalje rad. I ovakve turbine služe u spojnim ciklusima za dobivanje električne energije iz topline i za snabdijevanje potrošača topline. Ukoliko se para, koja dalje ekspandira u turbini nakon mjesta u kojem se određeni dio oduzima, ne uvodi u kondenzator, već i ona ostaje na višem tlaku, onda je to turbina s oduzimanjem i protutlakom. Ukoliko potrošači zahtijevaju paru različitih tlakova i temperatura, mogu se graditi turbine s dva oduzimanja, s tri oduzimanja, itd. Mogućnosti kombinacije ovakvih tipova su mnogobrojne, pa se susreću vrlo različiti tipovi.

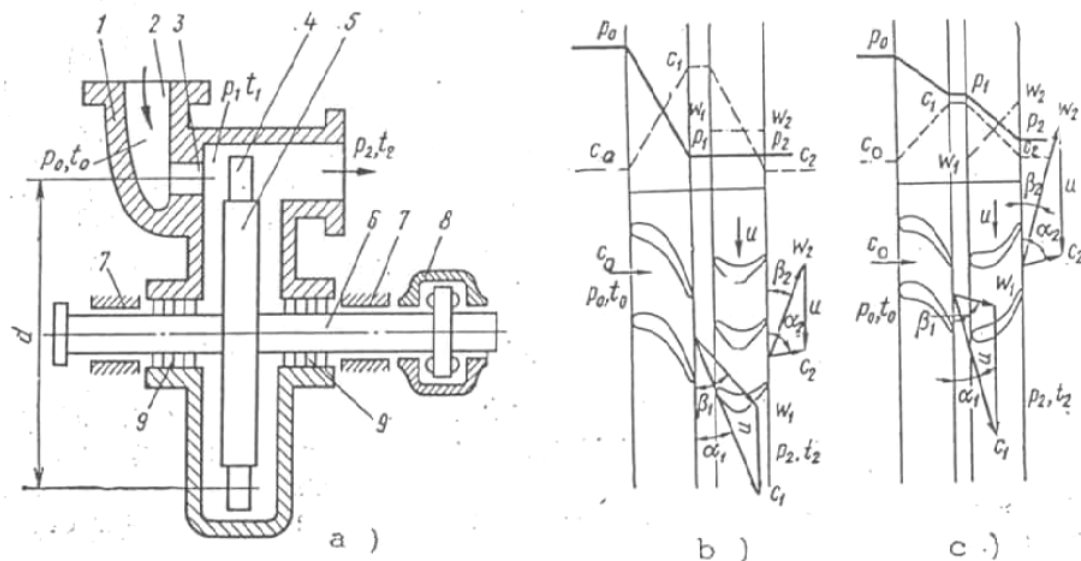


Slika 1.4 Shematski prikaz presjeka kondenzacijske turbine s jednim reguliranim oduzimanjem

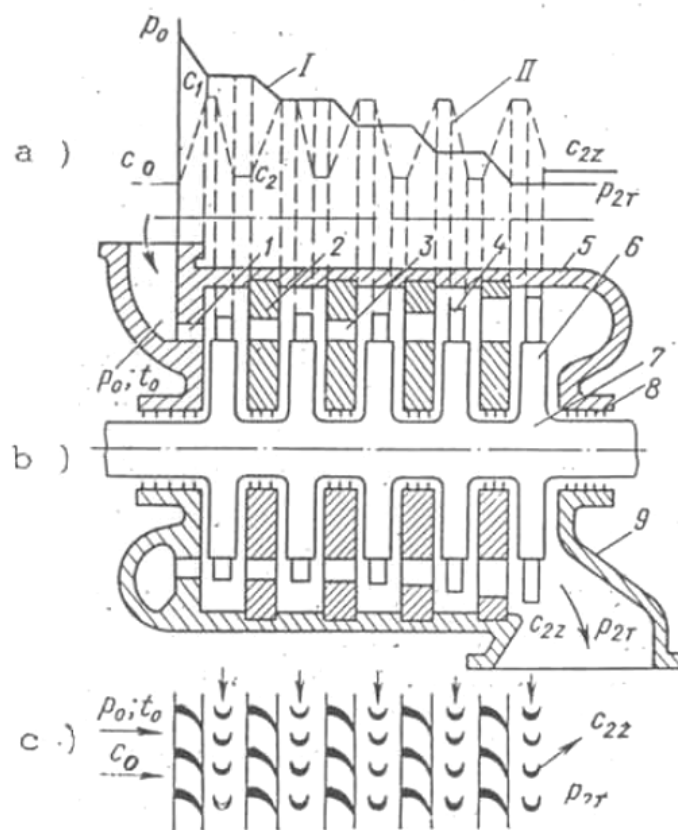
1.2.3.3. Klasifikacija parnih turbina prema načinu realizacije sile u rotorskim lopaticama

Prema načinu rada, odnosno bolje rečeno prema načinu na koji se realizira sila u rotorskim lopaticama, turbine se mogu podijeliti uglavnom na tri tipa. Ti tipovi su akcijski, reakcijski i kombinirani.

Kod *akcijske turbine* para ili plin ekspandira uglavnom u statorskim lopaticama (tj. statorskoj rešetki) turbinskog stupnja. Sile koje se dobivaju na obodu rotorskog kola i koje djeluju na lopatice su posljedica uglavnom skretanja tj. promjene pravca relativne brzine. Promjena impulsa zbog skretanja daje sile koje djeluju na lopatice rotora. Fluid se, dakle, u statorskoj rešetki priprema da bi se kinetička energija, dobivena ekspanzijom u njoj, pretvorila u mehanički rad putem rotacije rotora. Ako se sva raspoloživa promjena toplinske energije, izražena preko entalpije, koristi u jednom stupnju, onda se ovakva turbina naziva akcijska turbina s jednim (akcijskim) stupnjem, slika 1.5. Kako se zbog što veće snage turbine mora ići na visoke tlakove i temperature pare, raspoloživi toplinski padovi pare (promjene entalpije) traže pretvorbu u više stupnjeva. U tom slučaju, ovakve turbine se nazivaju akcijske turbine s više stupnjeva, slika 1.6.



Slika 1.5 Parna turbina s jednim stupnjem:
 a) shematski prikaz presjeka stupnja;
 b) promjena tlaka i brzine, trokuti brzina za rešetku akcijskog stupnja;
 c) promjena tlaka i brzine, trokuti brzina za rešetku reakcijskog tipa



Slika 1.6 Akcijska parna turbina s više stupnjeva:
 a) promjene tlaka i brzina u pojedinom stupnju;
 b) shematski prikaz presjeka turbine;
 c) profili lopatica rešetki pojedinog stupnja

Može se, međutim, kod velikih promjena toplinskog pada u statorskoj rešetki dobiti velika kinetička energija na njenom izlazu. Nju onda nije pogodno iskoristiti u jednoj rotorskoj rešetki, već u dvije ili više. Ovakav se tip turbine, kod kojeg se kinetička energija dobivena ekspanzijom u jednoj statorskoj rešetki koristi u više rotorskih rešetki, naziva Curtisova turbina (s dva, tri ili više redova rotorskih lopatica). Mogući su i kombinirani tipovi. Tako se može akcijska turbina sastojati od jedne Curtisove turbine (obično kao prvog ulaznog regulacijskog stupnja) i više jednostavnih akcijskih stupnjeva.

Kod *reakcijske turbine* para ili plin ekspandira kako u statorskim lopaticama (statorskoj rešetki), tako i u rotorskim lopaticama (rotorskoj rešetki). Ova ekspanzija je najčešće takva da se realizira podjednaka promjena toplinskog pada i u statorskoj i u rotorskoj rešetki. U ovom se slučaju sila na obodu rotorskih lopatica ne dobiva samo kao posljedica skretanja. Zbog promjene toplinskog pada u rotorskoj rešetki para ili plin se ubrzavaju, pa je sila posljedica i toga ubrzavanja. Zbog pojave ove reakcijske sile ovakva se turbina naziva reakcijska turbina. Ako se sva promjena entalpije koristi samo u jednom stupnju, to je reakcijska turbina s jednim stupnjem, slika 1.5. Najčešći slučaj kod ovog tipa je korištenje raspoloživog toplinskog pada u više stupnjeva. To je onda reakcijska turbina s više stupnjeva. Vrlo često se ovakav tip turbine naziva Parsonsova turbina. Turbine kombiniranog tipa su one koje imaju kako akcijske, bilo jednostavne ili Curtisove, tako i reakcijske stupnjeve.

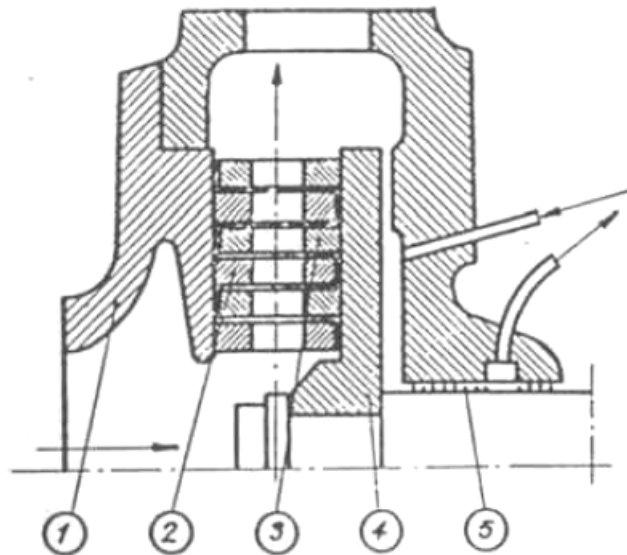
1.2.3.4. Klasifikacija parnih turbina prema smjeru strujanja radnog fluida

Prema smjeru strujanja radnog fluida turbine su *aksijalnog* ili *radijalnog* tipa.

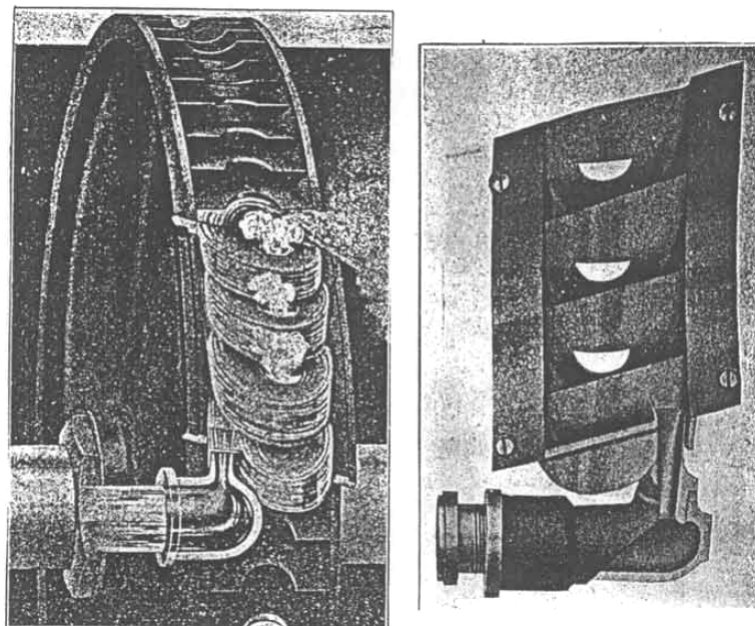
Svi tipovi prikazani na prethodnim slikama su aksijalnog tipa. Kod ovog tipa turbine protočno strujanje ima, uglavnom, pravac približno paralelan osi rotacije turbine. Aksijalne turbine mogu spadati u bilo koji od ranije navedenih tipova. Tako bi bliži naziv za turbinu na slici 1.5 bio akcijska aksijalna turbina s jednim stupnjem, a za turbinu na slici 1.6 bi bio akcijska aksijalna turbina s više stupnjeva.

Ako protočno strujanje ima uglavnom radijalni smjer, takva turbina se naziva radijalna. Na slici 1.7 je prikazana radijalna turbina s više stupnjeva. Kod radijalnih turbina je moguće umjesto statorskih lopatica, koje čine statorsku rešetku, primijeniti samo rotorske lopatice. U tom je slučaju smjer okretanja ovakvih rotorskih lopatica suprotan, pa one moraju biti ugrađene na dva diska. One tada pokreću dva međusobno odvojena generatora. Čitava promjena toplinskog pada odigrava se samo u rotorskim lopaticama. Umjesto većeg broja

redova lopatica rotora koje su slične lopaticama aksijalnih turbina, kao što je slučaj kod radijalne turbine prikazane na slici 1.7, može se primijeniti jedno kolo s radijalnim lopaticama. Strujanje kod ovakvog kola je od periferije k osi, pa se ovaj tip zbog toga naziva centripetalna turbina. Također smjer strujanja može biti i tangencijalan, slika 1.8.



Slika 1.7 Shematski prikaz presjeka kroz radijalnu parnu turbinu s više stupnjeva



Slika 1.8 Parna turbina s tangencijalnim smjerom strujanja i presjek komore za zakretanje smjera pare

1.2.3.5. Klasifikacija parnih turbina prema stanju pare

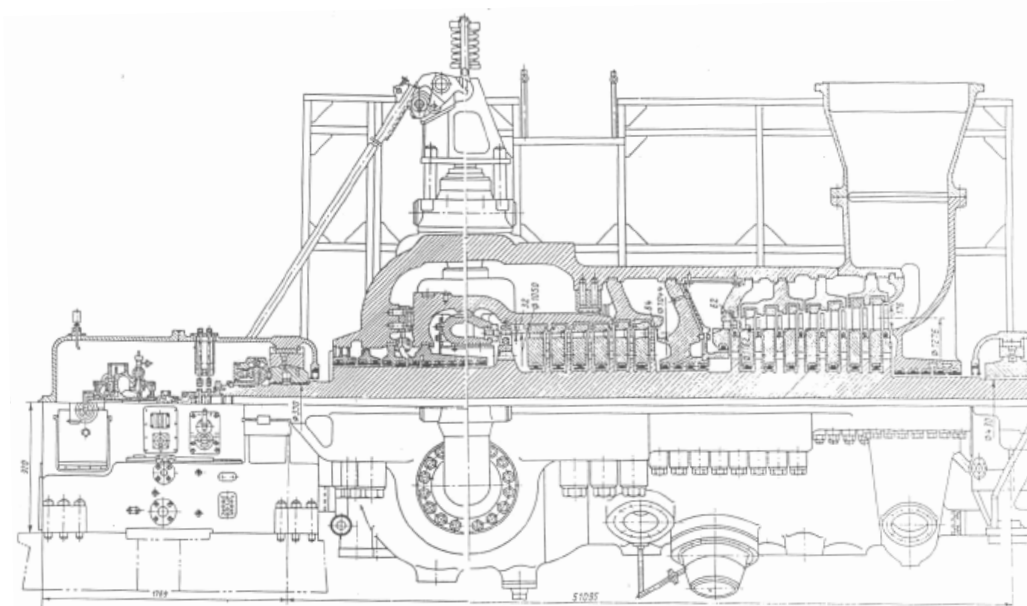
Prema stanju pare parne turbine se mogu podijeliti na turbine niskog (do 10 bar), turbine srednjeg (do 88 bar), turbine visokog (do 224 bar) i turbine najvišeg tlaka (iznad 224 bar). Ovakva se podjela temelji, s jedne strane, na primjeni dostupnih materijala (za turbine do 88 bar moguća je primjena feritnih čelika), a s druge strane, na termofizikalnim svojstvima vode i vodene pare (kritično stanje iznad 224 bar).

1.2.3.6. Klasifikacija parnih turbina prema temperaturi na ulazu u turbinu

Prema temperaturi na ulazu u turbinu turbine se dijele na turbine za zasićenu paru, turbine za srednje temperature (do 485°C), turbine za visoke temperature (do 565°C) i turbine za najviše temperature (iznad 565°C). Ova je podjela u direktnoj vezi s raspoloživim materijalima za primjenu na pojedinim temperaturama, pri čemu temperatura do 565°C predstavlja granicu primjene feritnih čelika.

1.2.3.7. Klasifikacija parnih turbina prema broju kućišta i vratila

Prema broju kućišta turbine se mogu podijeliti na jednokućišne, dvokućišne (slika 1.9), i višekućišne, a prema broju vratila na turbine s jednim, dva ili više vratila.



Slika 1.9 Presjek kroz dvokućišnu parnu turbinu

1.2.4. Primjena parnih turbina

Parna turbina zauzela je vodeće mjesto u proizvodnji električne energije u najvećem broju industrijski razvijenih zemalja. Izuzetak čine one zemlje gdje još postoje jeftine lokacije za gradnju hidroelektrana. Međutim, i tu se udio parnih postrojenja u proizvodnji električne energije naglo povećava (primjeri su Italija, Švedska, Francuska, Japan).

Razlozi za veliku primjenu postrojenja s parnom turbinom mogu se sumirati na sljedeći način:

1. Zbog naročito pogodnog načina pretvorbe toplinske u kinetičku energiju strujanja (kontinuirani strujni proces) i povoljnog načina prijenosa kinetičke energije na sam rotor, dobiva se mehanički rad u najpogodnijem obliku rotacije rotora. Zbog ovako jednostavne i pogodne pretvorbe postrojenje ima veliku sigurnost u pogonu. Velika sigurnost u pogonu zahtjeva se kao bezuvjetna karakteristika postrojenja koja snabdijevaju industriju, javnu potrošnju i promet električnom energijom. Dugogodišnjim usavršavanjem, postrojenje s parnom turbinom dostiglo je takvu sigurnost u pogonu da se ona može mjeriti sa sigurnošću u pogonu postrojenja s vodenim turbinama. Ovo se još više ističe ako se uzme u obzir utjecaj promjenjivih hidrometeoroloških prilika na rad postrojenja vodnih turbina.
2. Potrebe za električnom energijom suvremenog Svijeta i rastuća potrošnja električne energije u industrijskoj obradi proizvoda su vrlo veliki. One se mogu zadovoljiti samo izgradnjom većih postrojenja sa što kraćim trajanjem građenja. Računa se da se u Svijetu potrošnja električne energije udvostručuje svakih 10 godina, a to znači da se instalirani kapaciteti moraju svakih 10 godina udvostručavati. Zbog toga se mora (za osiguranje ovakve potrošnje) primijeniti ono postrojenje koje će zadovoljiti ovakve zahtjeve. Jedino postrojenje koje se može graditi za velike snage, brzo, s maksimalno mogućom primjenom standardnih projekata, sličnom primjenom i skraćivanjem vremena građenja, je postrojenje s parnom turbinom. Kao ilustracija veličine snage neka posluži podatak da se u pogonu nalaze jedinice od 1 300 MW.
3. Izgradnjom većih jedinica (da bi se dostigla rastuća potrošnja) poboljšava se postrojenje s parnom turbinom u više pravaca. Prva i najvažnija posljedica povećanja snage je smanjenje troškova građenja postrojenja. Kod većih postrojenja moguće je primijeniti i više parametre pare te time smanjiti specifičnu potrošnju topline. Veće jedinice mogu se uvijek poboljšati i u strujnom pogledu, što također pridonosi uštedama. Zbog smanjenja potrošnje topline smanjuju se troškovi goriva po jedinici proizvedene energije. Zbog

svega ovoga dobiva se interesantni privredni fenomen da, i pored neprekidnog porasta cijena materijala za izgradnju postrojenja i porasta cijena goriva, cijena električne energije u Svijetu se ne povećava značajno.

4. Blok s parnom turbinom radi sa zatvorenim kružnim ciklusom radnog fluida vode i vodene pare. Prema tome, u postrojenju se mogu koristiti sve vrste goriva. Izgrađena su i takva postrojenja koja kao gorivo koriste gradski otpad. Međutim, najveći broj postrojenja radi s ugljenima čije su rezerve relativno velike.
5. Primjenom nuklearne energije proširuje se krug nosilaca energije, a postrojenje parne turbine postaje još značajnije.
6. Velike jedinice mogu biti potpuno automatizirane i vođene digitalnim procesnim računalima, a tada se može za velike sustave s mnogobrojnim jedinicama dobiti najekonomičniji raspored opterećenja. Osim toga, vođenje računalom otklanja mogućnost smanjenja sigurnosti zbog subjektivnih čimbenika u vođenju postrojenja. Time se dalje snižavaju troškovi proizvodnje i povećava sigurnost u pogonu.
7. Kod većeg broja istovrsnih jedinica moguće je proširiti standardizaciju u najvećoj mogućoj mjeri, počevši od projekta, preko pripreme do svih elemenata postrojenja. Ovakvom primjenom standardnih (više puta u pogonu provjerenih i dugo vremena ispitivanih) elemenata, povećava se u najvećoj mogućoj mjeri sigurnost pogona.
8. Izgradnja postrojenja s parnom turbinom stimulira uglavnom visoko akumulativnu strojarsku industriju za koju je potreban visokokvalitetan kadar i znanje. Udio strojarske opreme iznosi oko 70 do 80% od cijene postrojenja.
9. Bržom izgradnjom postrojenja smanjuje se utjecaj gubitaka zbog umrtvljenog kapitala. Građenje postrojenja parnog bloka je puno kraće od građenja postrojenja s vodenim turbinama.

2. PRORAČUN POTREBNE KOLIČINE PARE NA ULAZU U TURBINU

Za određivanje potrebne količine pare na ulazu u turbinu, za turbine malih snaga određene su vrijednosti mehaničkog i električnog stupnja iskoristivosti: $\eta_{meh} = 0,915$ i $\eta_{el} = 0,93$ (slika 2.1). Unutarnji stupanj iskoristivosti turbine uzet je za turbinu istog proizvođača, snage 1 MW: $\eta_i = 0,772$. Za parametre na ulazu u turbinu, $p_0 = 44,8$ bar i $\vartheta_0 = 468^\circ\text{C}$, očitana je vrijednost entalpije na ulazu u turbinu $h_0 = 3366,108$ kJ/kg, te vrijednost entropije na ulazu $s_0 = 6,939$ kJ/kgK. Potrebna snaga je $P_{el} = 2000$ kW, tlak oduzimanja je $p_{od} = 2$ bar, maseni protok oduzimanja je $D_{od} = 8,0$ t/h i konačni tlak $p_k = 0,298$ bar.

Za idealni proces ($s = konst.$), očitana je entalpija pri tlaku oduzimanja $h_{od,is} = 2632,401$ kJ/kg te entalpija pri konačnom tlaku $h_{k,is} = 2340,049$ kJ/kg.

Izraz na snagu turbine s reguliranim oduzimanjem je:

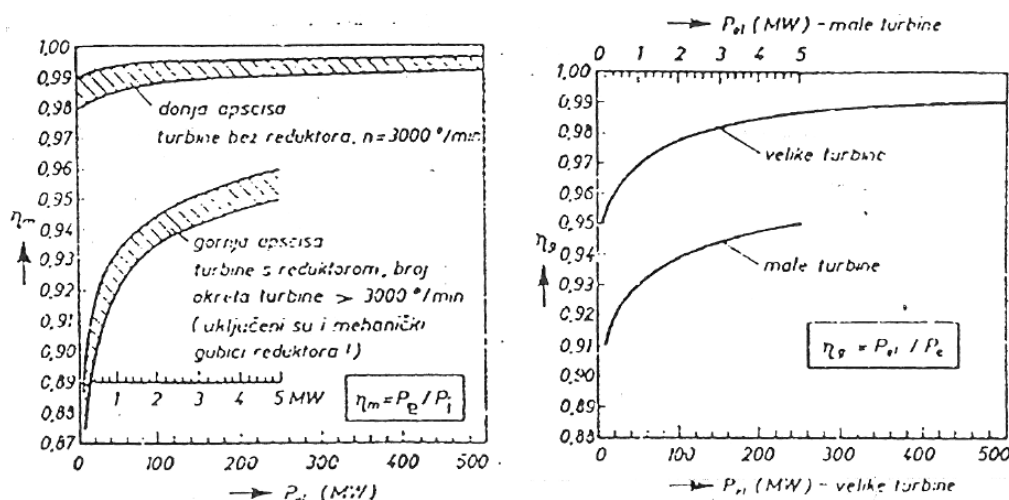
$$\frac{P_{el}}{\eta_{meh} \eta_{el} \eta_i} = D \cdot (h_0 - h_{k,is}) - D_{od} \cdot (h_{od,is} - h_{k,is}) \quad (2.1)$$

Iz jednadžbe (2.1), maseni protok iznosi:

$$D = \frac{\frac{P_{el}}{\eta_{meh} \eta_{el} \eta_i} + D_{od} \cdot (h_{od,is} - h_{k,is})}{h_0 - h_{k,is}} \quad (2.2)$$

$$D = \frac{\frac{2000}{0,915 \cdot 0,93 \cdot 0,772} + \frac{8000}{3600} \cdot (2632,401 - 2340,049)}{3366,108 - 2340,049}$$

$$= 3,58 \text{ kg/s} = 12,9 \text{ t/h}$$



Slika 2.1 Mehanička i električna iskoristivosti turboagregata u ovisnosti o jediničnoj snazi

3. ENERGETSKA PRETVORBA U TURBINSKOM STUPNJU I PRINCIPIJELNO USTROJSTVO TURBINE

3.1. Osnovne jednadžbe za kompresibilni tok fluida

Energetska pretvorba u turbinskom stupnju i energetske karakteristike ostalih strujnih elemenata turbine (regulacijski i ventili sistema zaštite, *bypass* cjevovodi, mjesta oduzimanja na turbinskom kućištu, itd.) opisane su u općenitom slučaju osnovnim jednadžbama za kompresibilni tok fluida (pare ili plina) koje su dane u dinamici fluida. Mehanizam kompresibilnog toka fluida je osnova za konstruiranje i usavršavanje strujnog dijela turbina i za analizu pojava koje se pojavljuju u strujnom dijelu tokom rada turbina. U ovom poglavlju bit će analizirani određeni problemi iz područja kompresibilne mehanike fluida: osnovni zakoni jednodimenzionalnog toka fluida i neki slučajevi dvodimenzionalnog i trodimenzionalnog toka koji su bitni za opisivanje procesa u strujnom dijelu turbina.

Tok fluida je jednodimenzionalan ako se parametri fluida (brzina, tlak, specifični volumen, itd.) mogu pretpostaviti konstantnima u bilo kojoj točki nekog presjeka lopatičnog kanala i mijenjaju se samo duž kanala. Kod stvarnih tokova parametri radnog fluida u nekom poprečnom presjeku kanala u parnim i plinskim turbinama nisu konstantni. Npr., brzina toka uz stijenu kanala je uvijek niža nego u jezgri toka; u zakrivljenim kanalima tlak preko poprečnog presjeka toka također se mijenja, obično je veći u područjima kanala s većim polumjerom zakrivljenosti, itd. Stoga, jednadžba za jednodimenzionalno strujanje primjenjiva je na tokove u strujnim dijelovima turbine samo uz pretpostavku da parametri toka nepromjenjivi su po poprečnim presjecima kanala.

Druga bitna pretpostavka za proračun toka fluida u strujnim dijelovima turbina je taj da parametri toka uzimaju se nepromjenjivima s vremenom, tj. analizira se stacionarno strujanje. Kod stvarnih tokova fluida u turbinama, parametri toka mogu se mijenjati s vremenom zbog različitih razloga. Kao prvo, tok struji kroz kanale statorskih lopatica i ulazi u kanale rotorskih lopatica, koje rotiraju zajedno s rotorom, različitim brzinama. U trenutku kada kanal između dvije rotorske lopatice prolazi iza brida statorske lopatice, brzina toka je relativno niža. U sljedećem trenutku, kada tok prelazi iz centralnog dijela statorskog kanala upravo u kanal rotorskih lopatica, brzina toka će porasti. Zbog toga, brzina toka u kanalima između rotorskih lopatica mijenja se periodički, što ima za posljedicu pojavu koja se naziva periodička nestacionarnost toka u turbinama. Kao drugo, parametri toka mogu se mijenjati tokom vremena

kod relativno brzih promjena režima rada turbine; to uključuje promjenu snage turbine, početnih parametara radnog fluida, itd.

Uz te dvije pretpostavke za tok fluida u turbinama mogu se učiniti i druge, npr., o nepostojanju izmjene topline između toka i stijenki kanala.

Sada će se analizirati osnovne jednačbe za jednodimenzionalni kompresibilni tok fluida koje su bitne za opis energetskih pretvorbi u turbinskom stupnju kao i za njegovu konstrukciju: jednačba stanja, jednačba kontinuiteta (ili masenog protoka), jednačba količine gibanja i jednačba očuvanja energije.

3.1.1. *Jednačba stanja*

Parametri toka plina u svakom presjeku (ili u svakoj točki, ako tok nije jednodimenzionalan) međusobno su povezani s jednačbom stanja. Za idealne plinove, ta jednačba je dobro poznata i ima sljedeći oblik:

$$pv = RT, \quad (3.1)$$

gdje je R individualna plinska konstanta.

Ta jednačba primjenjiva je za tok pare uz određene pretpostavke koje osiguravaju da je para dovoljno pregrijana odnosno udaljena od linije zasićenja. Točnija relacija za pregrijanu paru je u obliku:

$$h = \frac{\kappa}{\kappa - 1} pv + konst. \quad (3.2)$$

tj. entalpija pare ostaje konstantna uz konstantni umnožak pv .

Jednačba stanja za paru u općenitom slučaju, tj. koja bi obuhvaćala čitavo područje kako pregrijane tako i vlažne pare, je dosta komplicirana i koristi se praktički samo za računalne proračune.

Za praktične proračune, široko se koriste tablice sa svojstvima pare te h - s dijagram za paru nacrtan na osnovu njih; oni omogućuju određivanje stanja pare u bilo kojem području s dovoljnom točnošću.

Promjene stanja plina kod strujanja od jednog presjeka toka do drugog (od jedne točke do druge) mogu biti dosta različite. Pojedinačno, promjene stanja mogu se odvijati uz konstantnu temperaturu (izotermni proces), uz konstantni tlak (izobarni proces) ili bez izmjene topline

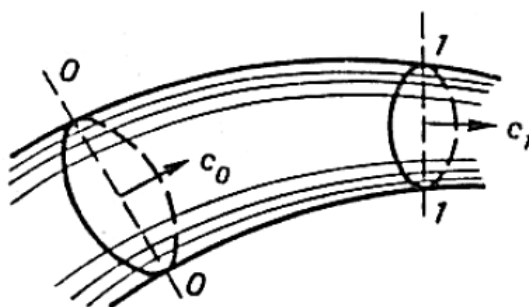
plina s okolinom i bez gubitaka mehaničke energije toka (izentropski proces), Svaki od tih pojedinačnih procesa promjene stanja može biti opisan odgovarajućom jednačbom. Izentropski proces promjene stanja plina, koji se široko koristi u narednoj analizi, je dan s jednačbom za izentropsku promjenu stanja:

$$pv^{\kappa} = konst. , \quad (3.3)$$

Za paru, izentropski eksponent u jednačbi se mijenja ovisno o stanju pare: za pregrijanu paru, $\kappa = 1,26$ do $1,33$ i može se uzeti $1,3$ kao srednja vrijednost za grube proračune; za suhozasićenu paru, $\kappa = 1,135$. Kod proračuna uz upotrebu h-s dijagrama, izentropska promjena stanja pare je definirana duž linije $s = konst.$

3.1.2. Jednačba kontinuiteta

Analizirat će se kanal u kojem strujanje kompresibilnog fluida može se smatrati jednodimenzionalnim i stacionarnim. Također izdvojit će se sekcija kanala omeđena s presjecima 0-0 i 1-1 koji su okomiti na smjer lokalne brzine, slika 3.1. Pomoću zakona o očuvanju mase i uvjeta kontinuiteta toka zbog uvjeta stacionarnosti, može se pretpostaviti da masa plina koja ulazi u izdvojenu sekciju kanala kroz presjek 0-0 jednaka je masi plina koja ju napušta kroz presjek 1-1 po jedinici vremena, tj. $G_0 = G_1$. Inače, količina plina koja se nalazi između presjeka 1-1 i 0-0 mogla bi se povećavati ili smanjivati, i zbog toga bi se mijenjali parametri tokom vremena, što je u kontradikciji s uvjetima stacionarnog strujanja.



Slika 3.1 Strujanje kroz kanal – jednačba kontinuiteta

Maseni protok plina (po jedinici vremena) kroz presjek 0-0 može se lako odrediti ako su poznati parametri toka u tom presjeku (brzina c_0 i specifični volumen v_0) i površina presjeka F_0 :

$$G_0 = \frac{F_0 c_0}{v_0}$$

Na sličan način može se pronaći maseni protok kroz presjek 1-1:

$$G_1 = \frac{F_1 c_1}{v_1}$$

Budući da maseni protoci kroz presjeke 0-0 i 1-1 moraju biti međusobno jednaki, slijedi:

$$\frac{F c_0}{v_0} = \frac{F c_1}{v_1}$$

Stoga, za bilo koji presjek jednodimenzionalnog stacionarnog toka, maseni protok je konstantan za dani tok i definiran je jednažbom:

$$G = \frac{F c}{v} = konst. \quad (3.4)$$

Integralni oblik jednažbe kontinuiteta (3.4.) može se jednostavno promijeniti u diferencijalni oblik. Nakon logaritmiranja i diferenciranja dobiva se:

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c} \quad (3.5)$$

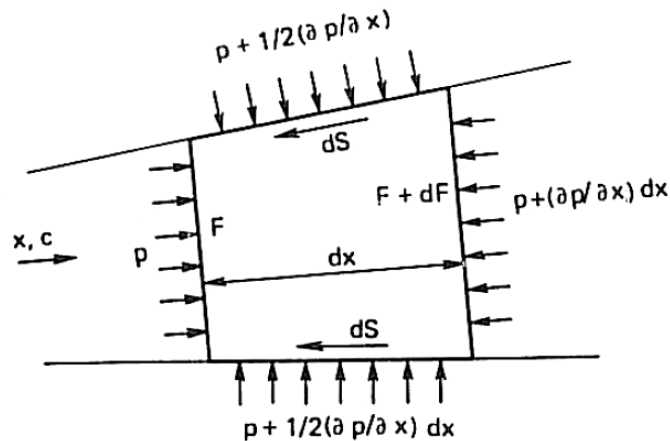
Kako se vidi iz jedn.(3.5), relativni inkrement površine poprečnog presjeka toka je određen s relativnim inkrementom svoje brzine i specifičnog volumena. Ako je relativni inkrement brzine veći nego inkrement specifičnog volumena, površina poprečnog presjeka toka treba se smanjivati s povećanjem brzine toka; ta relacija vrijedi za podzvučne tokove. Ako je inkrement brzine manji nego inkrement specifičnog volumena, površina poprečnog presjeka će rasti s porastom brzine toka, što je ispravno za nadzvučne tokove. Valjanost tih relacija se dokazuje u dinamici fluida.

Ako se za parametre toka ne može pretpostaviti da su konstantni preko poprečnog presjeka kanala, maseni protok kroz taj presjek može se odrediti integracijom preko čitave površine poprečnog presjeka i uzimanjem lokalnih vrijednosti parametara toka u svim točkama presjeka:

$$G = \int_F \frac{c}{v} dF \quad (3.6)$$

3.1.3. Jednažba količine gibanja

U tu svrhu analizira se izdvojeni element fluida iz jednodimenzionalnog stacionarnog toka omeđen s dva poprečna presjeka površine F odn. $F + dF$ koji su međusobno udaljeni za dužinu dx u smjeru osi toka, slika 3.2.



Slika 3.2 Strujanje kroz kanal – jednačba količine gibanja

Taj element nalazi se pod djelovanjem sljedećih sila: sile tlaka pF u presjeku F koja je usmjerena od lijeva u desno; sile tlaka $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)(F + dF)$ koja je usmjerena od desna u lijevo; sile $\left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)dF$ koja djeluje na bočnu površinu elementa i jednaka je projekciji sile tlaka okomitih na tu površinu te usmjerena od lijeva u desno; i sile trenja (otpora) dS usmjerene duž bočne površine elementa u suprotnom smjeru od brzine toka. Pomoću Newtonovog zakona, suma svih tih sila jednaka je umnošku mase izdvojenog elementa toka i akceleracije toka:

$$\frac{F dx dc}{v dt} = pF + \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dF - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)(F + dF) - dS \quad (3.7)$$

Dijeleći sve članove te jednačbe s $dm = F dx/v$ i zanemarujući sve članove nižeg reda dobiva se:

$$\frac{dc}{dt} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{dS}{dm} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - S_1 \quad (3.8)$$

gdje S_1 je sila trenja koja se odnosi na jedinicu mase toka.

Za stacionarni jednodimenzionalni tok, tlak je funkcija samo jedne varijable, x , i stoga $p/x = dp/dx$.

Množeći obje strane jednačbe (3.8) s dx i označavajući da $dx/dt = c$, dobiva se jednačba količine gibanja za jednodimenzionalni stacionarni tok u svojem konačnom obliku:

$$cdc = -vdp - S_1 dx \quad (3.9)$$

Ako ne postoji djelovanje sila trenja na bočnim površinama toka i ako je tok izentropski, jednačba (3.9) može se lako integrirati za konačni oblik između presjeka toka 0-0 i 1-1, slika 3.1. Budući da je $S_1 = 0$, dobiva se:

$$cdc + vdp = 0 \quad (3.9a)$$

te uvjet konstantne entropije omogućuje određivanje specifičnog volumena iz izentropske jednačbe (3.3):

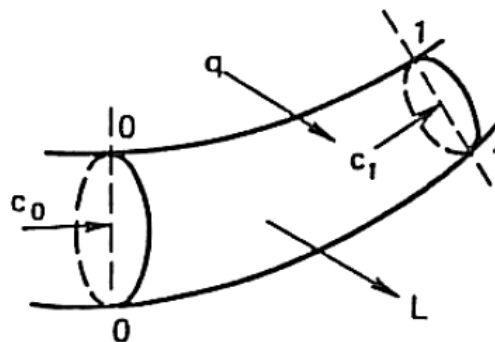
$$v = v_0 \frac{p_0^{1/\kappa}}{p^{1/\kappa}}$$

Označavajući brzinu u presjeku 0-0 s c_0 i u presjeku 1-1 s c_{1t} (teorijska brzina, budući da je proces promjene stanja između presjeka izentropski), poslije integracije se dobiva jednačba količine gibanja (impulsna jednačba) za jednodimenzionalni izentropski tok u integralnom obliku:

$$\begin{aligned} \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} &= - \int_{p_0}^{p_1} v dp = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \int_{p_0}^{p_1} \frac{dp}{p^{\frac{1}{\kappa}}} \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.1.4. Jednačba očuvanja energije

Analiza se provodi na stacionarnom toku pare ili plina između presjeka 0-0 i 1-1, kao što prikazuje slika 3.3.



Slika 3.3 Strujanje kroz kanal – jednačba očuvanja energije

Kao što je poznato iz termodinamike, svaki kilogram pare ili plina u presjeku 0-0 posjeduje energiju koja je jednaka zbroju entalpije h_0 i kinetičke energije $c_0^2/2$, a u presjeku 1-1 energija je jednaka zbroju entalpije h_1 i kinetičke energije toka $c_1^2/2$. U općenitom slučaju, svaki kilogram pare ili plina struajući između presjeka 0-0 i 1-1 dobiva količinu topline q i daje određenu količinu energije kao mehanički rad L . Tada, u skladu sa zakonom o očuvanju

energije, količina energije dovedena sistemu unutar uvjeta stacionarnosti mora biti jednaka količini energije koja se odvodi od sistema:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + L \quad (3.11)$$

Jednadžba očuvanja energije (3.11) je valjana samo za tokove bez gubitaka mehaničke energije (zbog trenja i ostalih disipativnih procesa) i za izentropske tokove, tj. tokove bez gubitaka mehaničke energije.

Diferencijalni oblik jednadžbe očuvanja energije izgleda:

$$dh + c \, dc - dq + dL = 0 \quad (3.12)$$

Za energetski izolirane tokove, tj. tokove kod kojih nema dovođenja ili odvođenja topline ili mehaničkog rada, jedn. (3.12) može se napisati u sljedećem obliku:

$$dh + c \, dc = 0 \quad (3.12a)$$

Integralni oblik jednadžbe očuvanja energije za energetski izolirane tokove izgleda:

$$h + \frac{c^2}{2} = konst. \quad (3.13)$$

tj. zbroj entalpije i kinetičke energije za 1 kg mase radnog fluida za neki poprečni presjek jednodimenzionalnog toka je konstantna za dani tok.

Entalpija se često izražava pomoću volumena i tlaka, tako da jednadžba očuvanja energije može biti napisana u sljedećem obliku:

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} p v + \frac{c^2}{2} = konst. \quad (3.14)$$

Treba naglasiti da impulsna jednadžba za izentropski tok, jedn. (3.10), lako se može svesti na oblik jednadžbe (3.14). Na taj način, impulsna jednadžba za izentropski tok identična je jednadžbi očuvanja energije. Za neizentropske tokove, tj. kod kojih postoje nepovrativi gubici mehaničke energije, energetska jednadžba neće promijeniti svoj oblik dok impulsna jednadžba mora sadržavati član koji uzima u obzir sile otpora (trenje, itd.).

3.2. Osnovne karakteristike i parametri tokova u kanalima

Jednodimenzionalni tokovi u kanalima mogu biti klasificirani kao konfuzorski ili difuzorski tokovi.

Konfuzorski tokovi su takvi kod kojih brzina radnog fluida raste u smjeru strujanja.

Kod difuzorskih tokova, brzina radnog fluida opada u smjeru strujanja.

Kod turbostrojeva (parnih i plinskih turbina, kompresora), konfuzorsko strujanje javlja se u kanalima statorskih lopatica (sapnicama) i rotorskim lopaticama, u ulaznim cjevovodima tih strojeva, itd. Difuzorsko strujanje prisutno je u kanalima usmjeravajućih i rotorskih lopatica kompresora, u izlaznim cjevovodima parnih i plinskih turbina i kompresora te u difuzorskim elementima zaustavnih i regulacijskih ventila. Treba naglasiti da tok pare ili plina u kanalima rotorskih lopatica specijalnih stupnjeva može biti također difuzorskog tipa.

Osnovne jednačbe za jednodimenzionalni tok dane u prethodnom poglavlju omogućavaju proračun strujanja (toka) u kanalima turbostrojeva. Kako slijedi iz energetske jednačbe (3.13), kod konfuzorskog strujanja, npr. kao u sapnicama turbina, entalpija toka opada kako brzina radnog fluida niz tok raste. Kod difuzorskog strujanja, obrnuto, entalpija raste niz tok budući da brzina strujanja opada. Kod sapničkih kanala, tlak opada niz kanal zajedno s entalpijom, i može se reći da radni fluid ekspandira. Obrnuto, tlak u difuzorskim kanalima raste u smjeru strujanja i može se reći da se radni fluid komprimira.

Za proračun jednodimenzionalnog strujanja u kanalima često se koriste zaustavni parametri toka u pojedinim presjecima.

Zaustavni parametri toka u pojedinom presjeku su određeni fiktivni parametri koji se mogu dobiti ako se na izentropski način u tom presjeku tok prevede u stanje mirovanja.

Zaustavni parametri mogu se odrediti pomoću energetske jednačbe (3.13) ili (3.14) i izentropske jednačbe (3.3). Kako slijedi iz energetske jednačbe, konstanta u tim jednačbama može biti uzeta kao energija u presjeku gdje je $c = 0$ i može biti izražena preko zaustavnih parametara u određenom presjeku danog toka:

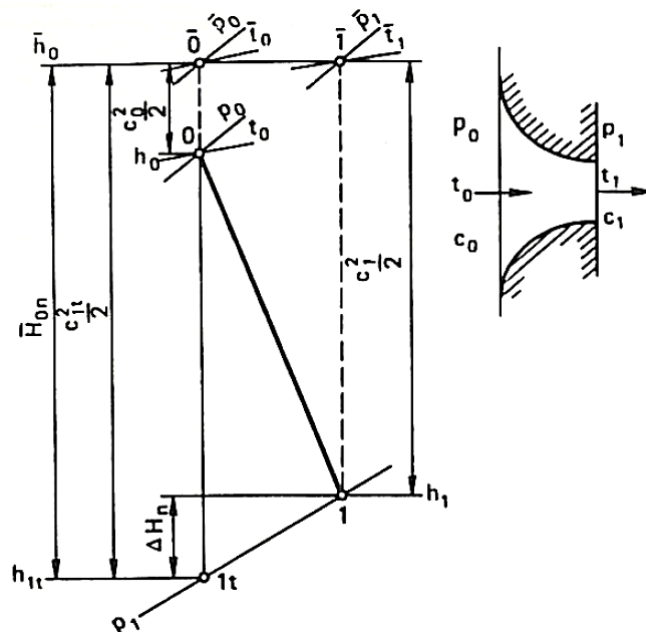
$$\frac{c^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} p v = \frac{\kappa - 1}{\kappa} p_* v_* \quad (3.15)$$

$$\frac{c^2}{2} + h = h_* = c_* T_* = konst.; \quad p v^\kappa = p_* v_*^\kappa$$

U prethodnim jednačbama p_* , v_* , T_* i h_* su zastavni tlak, specifični volumen, temperatura i entalpija za presjek gdje vrijednosti brzine i entalpije jednake su c i h . Iz jednačbe (3.15) slijedi da su temperatura T_* idealnog plina i entalpija h_* nepromjenjive za neki presjek toka;

umnožak $p_* v_*$ je također konstantan duž toka, ali zaustavni tlak p_* i zaustavni specifični volumen v_* su odvojeno konstantni za sve presjeke samo kod izentropskog strujanja. Kod strujanja s gubicima energije (disipacija mehaničke energije toka), kao što će biti pokazano kasnije, p_* opada od jednog presjeka do drugog u smjeru strujanja, dok v_* raste.

Zaustavni parametri mogu se također odrediti pomoću $h - s$ dijagrama. Na slici 3.4. je prikazan proces strujanja radnog fluida u kanalu sapnice u $h - s$ dijagramu.



Slika 3.4 h – s dijagram promjene stanja pare ili plina koji struji kroz sapnicu

Parametri na ulaznom presjeku sapnice označeni su indeksom 0. Parametri na izlaznom presjeku označeni su indeksom 1 za slučaj stvarnog strujanja s gubicima energije i indeksom 1t za pretpostavljeno izentropsko strujanje (bez gubitaka energije). Da bi odredili brzinu na izlazu iz kanala sapnice u slučaju izentropskog strujanja, treba upotrebiti energetska jednadžbu (3.13) napisanu za ulazni i izlazni presjek sapnice:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_{1t}^2}{2} + h_{1t}$$

dok teorijska brzina na izlazu iz sapnice iznosi:

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} \quad (3.16)$$

gdje entalpija h_{1t} se može odrediti pomoću tlaka p_1 na izlaznom presjeku sapnice (npr. iz h - s dijagrama).

Stvarna brzina strujanja (uz gubitke energije) na izlazu iz sapnice može se odrediti pomoću slične jednadžbe izvedene iz energetske jednadžbe napisane za ulazni i izlazni presjek sapnice pomoću stvarnih parametara toka na izlazu iz sapnice:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_1^2}{2} + h_1,$$

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2}. \quad (3.17)$$

Razlika entalpija $h_{0*} - h_{1t} = h_0 - h_{1t} + c_0^2/2 = c_{1t}^2/2$ se zove raspoloživi entalpijski pad sapnice i označen je s $H_{0*,s}$; predstavljen je dijelom izentropske linije u h - s dijagramu, slika 3.4.

Da bi se odredili zaustavni parametri na ulaznom presjeku u sapnicu, u h - s dijagramu po liniji izentropie od točke 0 treba prema gore nanijeti veličinu $c_0^2/2$ što odgovara kinetičkoj energiji toka na ulazu u sapnicu. Na taj je način određena točka 0* a samim tim izobara p_{0*} , izoterma t_{0*} i zaustavna entalpija h_{0*} , te druge linije koje odgovaraju zaustavnim parametrima.

Zaustavni parametri na izlaznom presjeku sapnice mogu se odrediti na sličan način tako da se u h - s dijagramu po izentropi od točke 1 prema gore nanese veličina $c_1^2/2$ što odgovara kinetičkoj energiji toka na izlazu iz sapnice. Kroz točku 1* određenu na taj način prolazi izobara p_{1*} i izoterma t_{1*} .

Kako se vidi, kod strujanja s gubicima kinetičke energije, zaustavni tlak opada niz smjer strujanja.

Za razliku od zaustavnih parametara, parametri p_0 , t_0 , h_0 , p_1 , t_1 , h_1 se nazivaju statički parametri (tlak, temperatura i entalpija) u odgovarajućim presjecima.

Razlika entalpija $h_1 - h_{1t}$ je ekvivalentna radu koji treba obaviti plin da bi savladao sile trenja i ostale disipativne sile kod stvarnog strujanja, i koji se pri tome pretvara u toplinu. Drugim riječima, razlika entalpija $h_1 - h_{1t}$ predstavlja gubitke kinetičke energije toka zbog trenja i drugih nepovrativih procesa. Za sapnicu, ti gubici su označeni s ΔH_s , slika 3.4, i mogu se izračunati pomoću energetske jednadžbe za teorijski i stvarni tok, $h_{1t} + c_{1t}^2/2 = h_1 + c_1^2/2$. Stoga,

$$\Delta H_s = h_1 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \quad (3.18)$$

Od velikog značaja za opis strujanja imaju pojmovi brzina zvuka i kritična brzina strujanja. Brzina zvuka može se odrediti preko statičkih parametara toka:

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T} . \quad (3.19)$$

Kritična brzina strujanja, c_{kr} , je brzina plina u presjeku gdje je brzina toka jednaka lokalnoj brzini zvuka: $c = a = c_{kr}$. Presjek gdje strujanje dostiže kritične vrijednosti zove se kritični presjek. Parametri toka u tom presjeku nazivaju se također kritičnima (p_{kr} , T_{kr} , h_{kr} , v_{kr}).

Kako se vidi iz jednadžbe (3.19), lokalna brzina zvuka ovisi samo o statičkoj temperaturi u presjeku toka za koji se brzina zvuka i računa. Stoga, kritična brzina toka može se odrediti pomoću kritične temperature:

$$c_{kr} = \sqrt{\kappa R T_{kr}} .$$

Proračun strujanja može se olakšati upotrebom bezdimenzionalnih parametara. Oni uključuju relativni tlak , koji predstavlja omjer statičkog i zaustavnog tlaka za dani presjek, p/p_* , relativnu temperaturu T/T_* , relativni specifični volumen v/v_* , itd. Bezdimenzionalni parametri toka također uključuju parametre M i λ . Broj M je omjer brzine toka i brzine zvuka za dani presjek, c/a , i zove se Machov broj. Bezdimenzionalna brzina je definirana kao omjer brzine toka u danom presjeku i kritične brzine toka, c/c_{kr} . Može se veoma jednostavno uspostaviti relacija između bilo koja dva bezdimenzionalna parametra. Npr., uvrštavajući $\kappa p v = a^2$ u energetska jednadžbu, dobije se ta jednadžba u novom obliku:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{\kappa - 1} = \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \frac{c_{kr}^2}{2} \quad (3.15a)$$

gdje je konstanta na desnoj strani izražena preko kritične brzine. Dijeleći sve članove jednadžbe (3.15) s konstantom s desne strane jednadžbe, dakle, dijeleći prvi član s konstantom izraženom preko kritične brzine i drugi član, s konstantom izraženom preko zaustavnih parametara p_* i v_* , dobiva se:

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 + \frac{p}{p_*} \frac{v}{v_*} = 1$$

ili koristeći izentropsku jednadžbu može se odrediti za neki presjek:

$$\varepsilon = \frac{p}{p_*} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 \right)^{\kappa/(\kappa - 1)} \quad (3.20)$$

U kritičnom presjeku, $\lambda = 1$, i stoga, kritični omjer tlakova p_{kr}/p_* može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\varepsilon_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_*} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (3.20a)$$

Kritični omjeri tlakova za zrak i paru dani su u tablici 3.1.

Tablica 3.1 Kritični parametri tokova s izentropskom ekspanzijom

| Plin ili para u strujanju | Izentropski eksponent, κ | Kritični omjer tlakova, ε_{kr} | Kritična brzina, c_{kr} [m/s] | Koeficijent $\chi = \kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}$ |
|---------------------------|---------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Zrak | 1,4 | 0,5283 | $1,08\sqrt{p_{0*}v_{0*}}$ | 0,685 |
| Pregrijana para | 1,3 | 0,5457 | $1,064\sqrt{p_{0*}v_{0*}}$ | 0,667 |
| Zasićena para | 1,135 | 0,5774 | $1,032\sqrt{p_{0*}v_{0*}}$ | 0,635 |

Kritična brzina često se određuje preko zaustavne temperature toka. Izjednačavajući konstante u energetske jednačbe (3.15) i (3.15a) dobiva se:

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_*} \quad (3.21)$$

ili:

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} p_* v_*} \quad (3.21a)$$

Značajni bezdimenzionalni parametar strujanja je relativni maseni protok q koji je definiran kao omjer masenog protoka po jedinici površine danog presjeka, G/F , i masenog protoka po jedinici površine presjeka gdje su postignuti kritični parametri, G_{kr}/F , tj. $q = (G/F)(F/G_{kr}) = G/G_{kr}$ ili koristeći jednačbu kontinuiteta (3.4) dobiva se:

$$q = \frac{c}{v} \frac{v_{kr}}{c_{kr}}. \quad (3.22)$$

Relativni maseni protok q može se također izraziti pomoću članova ostalih bezdimenzionalnih parametara: λ , ε , T/T_* , v/v_* . Dijeleći brojnik i nazivnik jedn. (3.22) s v_* i koristeći izentropsku jednačbu, možemo napisati:

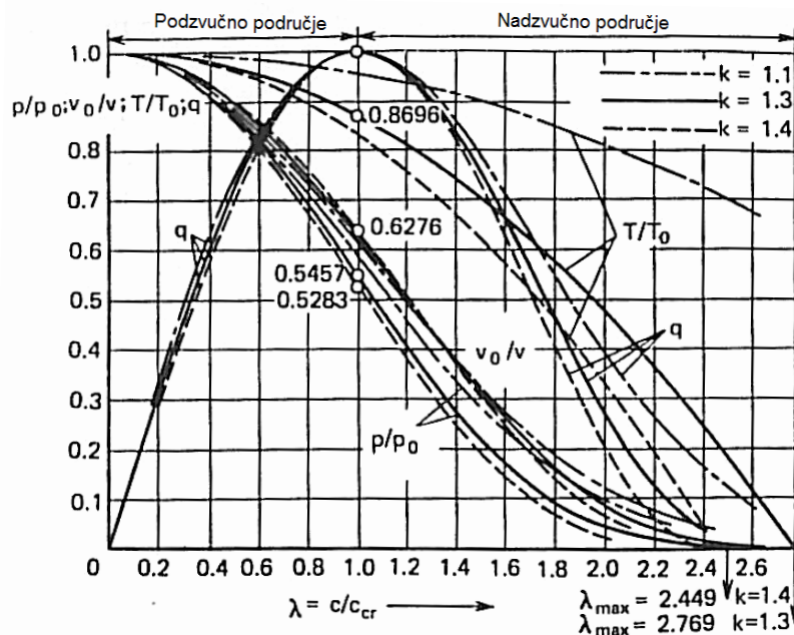
$$q = \lambda \left(\frac{\kappa+1}{2} - \frac{\kappa+1}{2} \lambda^2 \right)^{1/(\kappa-1)}, \quad (3.23)$$

ili

$$q = \sqrt{\frac{2}{\kappa+1} \frac{\kappa+1}{\kappa-1} \frac{2}{\kappa-1} (\varepsilon^{2/\kappa} - \varepsilon^{(\kappa+1)/\kappa})}. \quad (3.24)$$

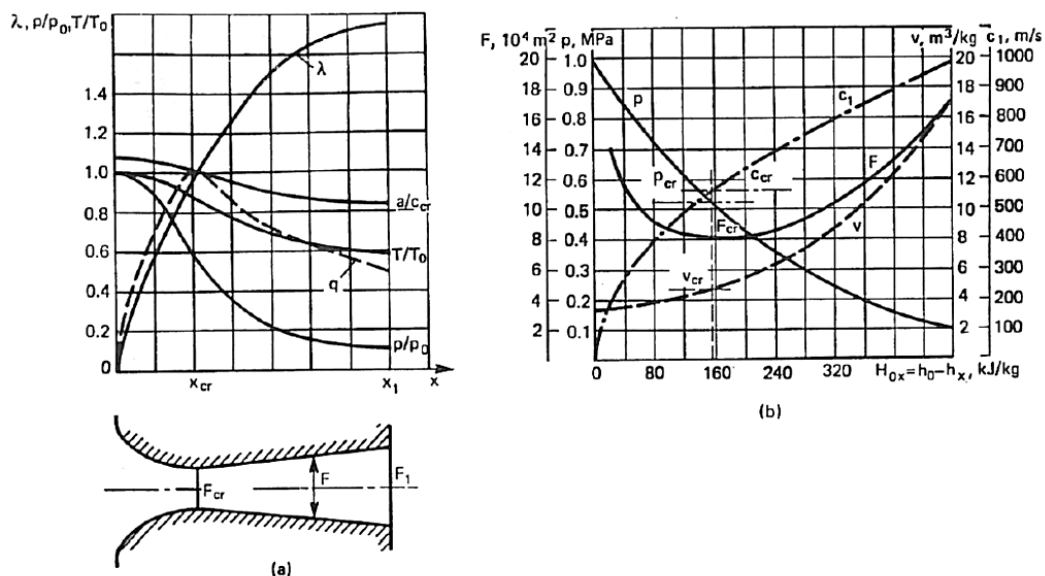
Relacija između nekih dva bezdimenzionalna parametra u nekom presjeku toka, jednačbe (3.22), (3.23), (3.24) itd., nazivaju se plinsko - dinamičke funkcije i dane su u tablicama koje

se mogu pronaći u literaturi iz dinamike fluida. Dijagrami tih funkcija su prikazani na slici 3.5. Plinsko - dinamičke funkcije pogodne su za proračun strujanja u kanalima.



Slika 3.5 Utjecaj relativne brzine λ na bezdimenzijske parametre toka

Relativni maseni protok izentropskog strujanja u kanalu može se predstaviti kao omjer površine kritičnog presjeka kanala i površine presjeka za koji se relativni maseni protok i traži, slika 3.6a.



Slika 3.6 Raspodjela parametara toka duž osi De Lavalove sapnice:
a) bezdim. parametri, b) fiksni dimenz. parametri toka ispred sapnice

Jednadžba kontinuiteta za presjeke F i F_{kr} glasi:

$$G = G_{kr} = \frac{cF}{v} = \frac{c_{kr}F_{kr}}{v_{kr}}.$$

Iz prethodnog slijedi da relativni maseni protok u presjeku F iznosi:

$$q = \frac{c}{c_{kr}} \frac{v_{kr}}{v} = \frac{F_{kr}}{F}. \quad (3.25)$$

Jednadžba (3.25) može se izvesti uz pretpostavku da je najuži presjek kanala kritični presjek. Ta pretpostavka je striktno dokazana u dinamici fluida. Koristeći jedn. (3.25), moguće je računati parametre strujanja u bilo kojem presjeku kanala s izentropskim tokom, pretpostavljajući da su poznati parametri toka u jednom presjeku. Ako je poznata geometrija kanala, lako se može odrediti omjer relativnih masenih protoka u traženim presjecima F i F_1 s poznatim parametrima strujanja:

$$\frac{q}{q_1} = \frac{F_1}{F_{kr}} \frac{F_{kr}}{F} = \frac{F_1}{F}. \quad (3.26)$$

Kada je q određen, mogu se odrediti svi nepoznati bezdimenzionalni parametri toka u presjeku F uz korištenje tablica s plinsko dinamičkim funkcijama ili pomoću jedn. (3.22), (3.23), (3.24), itd. Kako slijedi iz jedn. (3.26), kritične parametre koji se postižu u kanalu nije potrebno računati. Također treba naglasiti da jednoj te istoj vrijednosti q mogu odgovarati dvije različite vrijednosti nekog drugog bezdimenzionalnog parametra toka, gdje će jedna vrijednost odgovarati podzvučnom a druga nadzvučnom strujanju, slika 3.5.

Kao primjer analizirat će se raspodjela bezdimenzionalnih parametara izentropskog strujanja u konfuzorsko - difuzorskom kanalu, slika 3.6a, gdje se tok kontinuirano ubrzava s lijeva u desno.

Kanale toga tipa prvi je puta upotrebio kao turbinske sapnice De Laval i zbog toga se nazivaju Lavalova sapnica. Kao što je bilo naglašeno, parametri toka pod navedenim uvjetima dostižu kritične vrijednosti u najužem presjeku te je tu bezdimenzionalna brzina $\lambda = 1,0$. Lijevo od toga presjeka, brzine strujanja su podzvučne, tj. $\lambda < 1$ i relativni tlak je veći nego kritični omjer ε_{kr} ; desno od tog presjeka brzine strujanja su nadzvučne, tj. $\lambda > 1$ i $\varepsilon < \varepsilon_{kr}$. Krivulje koje predstavljaju promjenu bezdimenzionalnih parametara duž osi sapnice su dane na Slika 3.6slici 3.6a, i omogućuju određivanje odgovarajuće stvarne brzine strujanja c_1 [m/s], tlaka p [N/m²], temperature [K], brzine zvuka a [m/s] u bilo kojem presjeku toka ako su poznati parametri pare na ulazu u sapnicu, p_{0*} i t_{0*} . Slika 3.6b prikazuje krivulje promjene brzine c_1 ,

tlaka p i specifičnog volumena v duž osi sapnice. U tom slučaju, H_{0x} je entalpijski pad od parametara na ulazu u sapnicu na parametre u presjeku x sapnice.

Maseni protok pare ili plina kroz Lavalovu sapnicu može se odrediti na temelju poznatih parametara nekog presjeka sapnice. Maseni protok često je definiran pomoću parametara u kritičnom presjeku preko jednadžbe kontinuiteta:

$$G = G_{kr} = \frac{F_{kr} c_{kr}}{v_{kr}} .$$

Uvrštavajući za c_{kr} vrijednost iz jednadžbe 3.21 i izražavajući v_{kr} pomoću izentropske jednadžbe preko zaustavnog specifičnog volumena i kritičnog omjera tlakova, dobiva se:

$$G_{kr} = F_{kr} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)} \kappa \frac{p_{0*}}{v_{0*}}} .$$

ili:

$$G_{kr} = \kappa F_{kr} \sqrt{\frac{p_{0*}}{v_{0*}}} , \quad (3.27)$$

gdje je κ koeficijent koji ovisi o svojstvima pare ili plina koji struji kroz sapnicu (tablica 3.1).

Prethodna jednadžba omogućuje određivanje ne samo masenog protoka kroz Lavalovu sapnicu, već i maseni protok pare ili plina izentropskog toka kroz konfuzorsku sapnicu ako su na njenom izlaznom presjeku F_1 uspostavljeni kritični parametri. U tom slučaju, maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu naziva se kritični maseni protok i $F_1 = F_{kr}$.

Maseni protok pare ili plina kroz konfuzorsku sapnicu, uz određene parametre izentropskog toka u izlaznom presjeku, može se odrediti pomoću jednadžbe kontinuiteta (3.4), uvrštavanjem u nju brzine strujanja c_{1t} i specifičnog volumena v_{1t} za izlazni presjek sapnice F_1 :

$$G = F_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}} ,$$

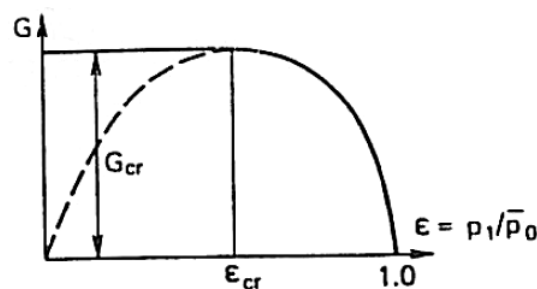
Dijeleći i množeći desnu stranu jednadžbe s c_{kr}/v_{kr} dobiva se:

$$G = \frac{F_1 c_{kr}}{v_{kr}} \frac{c_{1t}}{c_{kr}} \frac{v_{kr}}{v_{1t}} ,$$

ili, koristeći jedn. (3.24), (3.25) i (3.27), prethodna se jednadžba može reducirati u sljedeći oblik:

$$G = G_{kr} q = \kappa F_1 \sqrt{\frac{p_{0*}}{v_{0*}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)} \frac{2}{\kappa - 1} (\varepsilon^{2/\kappa} - \varepsilon^{(\kappa+1)/\kappa})} \quad (3.28)$$

Iz prethodne jednadžbe slijedi da maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu ovisi o površini izlaznog poprečnog presjeka, F_1 , zaustavnim parametrima na ulazu u sapnicu, p_{0*} i v_{0*} , i omjeru tlaka iza sapnice i zastavnog tlaka na ulazu u sapnicu, $\varepsilon = p_1/p_{0*}$. Krivulja promjene masenog protoka u ovisnosti o omjeru tlakova uz konstantne parametre na ulazu u sapnicu prikazana je na slici 3.7, gdje crtkani dio krivulje odgovara $0 < \varepsilon < \varepsilon_{kr}$ a puna linija, $\varepsilon > \varepsilon_{kr}$.



Slika 3.7 Maseni protok pare kroz sapnicu u ovisnosti o tlaku p_1 na izlaznom presjeku, s konstantnim tlakom p_0 na njenom ulazu

Kao što je poznato, lijeva grana krivulje ne može se ostvariti kod stvarnih tokova u sapnici, budući da su u tom slučaju, neovisno o tlaku na izlazu iz sapnice, parametri pare ili plina u njenom izlaznom presjeku kritični, tj. neovisni te je maseni protok također kritičan. Grana krivulje desno od ε_{kr} je često opisana eliptičnom jednadžbom koja dovoljno dobro aproksimira stvarni maseni protok dan jedn. (3.28):

$$\left(\frac{G}{G_{kr}} \right)^2 + \frac{(\varepsilon - \varepsilon_{kr})^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1 \quad (3.29)$$

ili, budući da je $G/G_{kr} = q$:

$$q = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon - \varepsilon_{kr})^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2}} \quad \text{s } \varepsilon > \varepsilon_{kr}$$

i

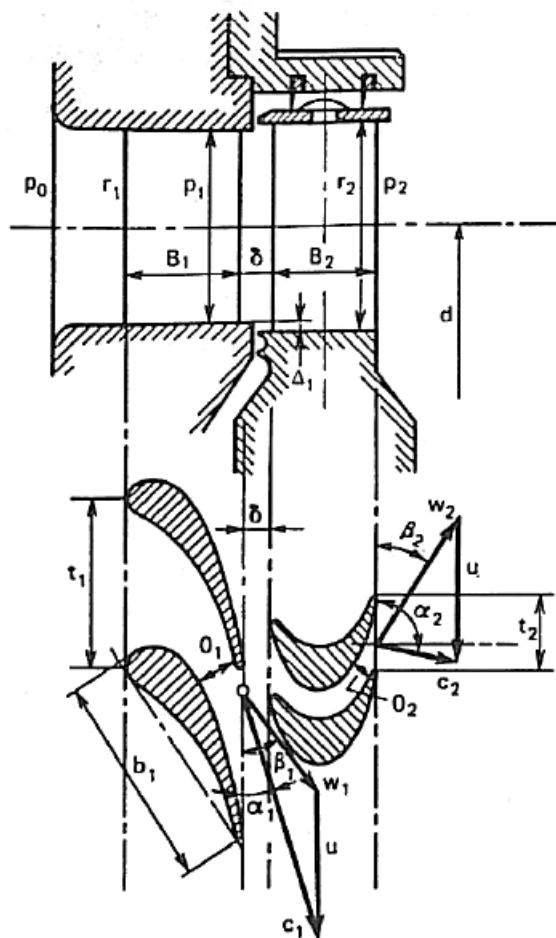
$$q = 1 \quad \text{s } \varepsilon \leq \varepsilon_{kr}$$

Kada se koriste tablice s plinsko-dinamičkim funkcijama, maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu uz $\varepsilon > \varepsilon_{kr}$ može se pogodno odrediti uz korištenje vrijednosti kritičnog masenog protoka G_{kr} , a relativni maseni protok q poslije se jednoznačno odredi pomoću omjera

$\varepsilon = p/p_{0*}$. Uz $\varepsilon < \varepsilon_{kr}$, maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu je jednak kritičnom masenom protoku G_{kr} i stoga je jednadžba (3.28) neprimjenjiva u tom slučaju.

3.3. Energetska pretvorba u turbinskom stupnju

Turbinski stupanj općenito predstavlja kombinaciju reda stacionarnih (fiksni) statorskih lopatica (sapnica) u čijim kanalima tok pare ili plina se ubrzava i reda rotirajućih lopatica u kojima se kinetička energija toka pare ili plina pretvara u mehanički rad putem rotacije rotora



Slika 3.8 Strujni dio aksijalnog turbinskog stupnja i razvijeni cilindrični presjek po srednjem promjeru stupnja

koji savladava sile otpora pogonjenog stroja.

Na slici 3.8 shematski je prikazan turbinski stupanj aksijalnog tipa; slika prikazuje uzdužni presjek duž osi rotora (dio iznad osi rotora) i razvijeni cilindrični presjek po promjeru d preko dijela statorskih i rotorskih lopatica. U kanalima statorskih lopatica, radni fluid (para kod parne turbine ili plinovi izgaranja kod plinske turbine) ekspandiraju od početnog tlaka na ulazu u statorske lopatice (sapnice), p_0 , na tlak u zazoru između statorskih i rotorskih lopatica, p_1 . Radni fluid koji ekspandira u statorskim lopaticama na njihovom izlazu postiže brzinu c_1 koja je usmjerena pod kutem α_1 prema vektoru obodne brzine rotorskih lopatica. Taj smjer toka pod određenim kutem se osigurava podesnim oblikom i rasporedom statorskih lopatica što se vidi na slici 3.8.

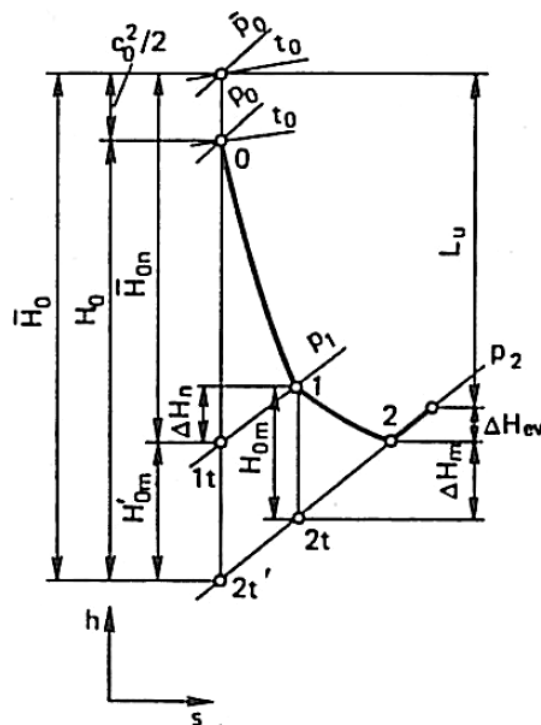
Rotorske lopatice s obzirom na statorske rotiraju obodnom brzinom u . Veličina te brzine ovisi o promjeru d na koji su ugrađene

rotorske lopatice i broju okretaja rotora, n : $u = \pi d n$. Na ulazu u rotorske lopatice, radni fluid se nalazi u relativnom strujanju i ima brzinu w_1 . Kao što je poznato, vektor relativne brzine w_1 se određuje geometrijskim oduzimanjem obodne brzine u od apsolutne brzine c_1 . Vektori apsolutne (c_1), obodne (u) i relativne (w_1) brzine na ulazu u rotorske lopatice oblikuju trokut brzina.

Kut između vektora relativne i obodne brzine je označen s β_1 . Smjer ulaznih bridova rotorskih lopatica kod njihove izrade određen je smjerom relativne brzine, tj. kutom β_1 . Kako radni fluid struji kanalima između rotorskih lopatica, tako dalje ekspandira s tlaka p_1 na tlak p_2 iza rotorskih lopatica i istovremeno se tok fluida zakreće. Zbog zakretanja toka i ekspanzije radnog fluida, na rotorske lopatice djeluje sila, i stoga se na rotoru razvija moment, koji obavlja rad za savladavanje sila otpora pogonjenog stroja. Zbog zakretanja toka fluida u kanalima rotorskih lopatica, u njima nastaje aktivni dio sile, dok se ubrzavanje strujanja u tim kanalima osigurava reakcijskim dijelom sile koji djeluje na rotorske lopatice.

Relativna brzina radnog fluida na izlazu iz kanala rotorskih lopatica označena je s w_2 . Ona je određena kinetičkom energijom relativnog strujanja na ulazu u kanale rešetke rotorskih lopatica i energijom ekspanzije radnog fluida s tlaka p_1 na tlak p_2 . Zbrajanje vektora relativne brzine w_2 i obodne brzine u , daje vektor apsolutne brzine c_2 . Kut između vektora brzine w_2 i smjera suprotno od u je označen s β_2 ; njegova vrijednost je određena profilom rotorskih lopatica i njihovom ugradnjom na rotor; smjer izlaznog brida rotorske lopatice tada određuje smjer relativne brzine strujanja na izlazu iz rotorskih lopatica. Kut između vektora brzine c_2 i smjera suprotno od u je označen s α_2 . Trokut brzina koji čine vektori w_2 , u i c_2 se zove izlazni trokut brzina.

Proces strujanja radnog fluida u turbinskom stupnju je prikazan u h - s dijagramu na slici 3.9



Slika 3.9 h - s dijagram za tok pare (ili plina) u turbinskom stupnju

Ekspanzija radnog fluida u kanalima statoskih lopatica (sapnicama) stupnja od stanja na ulazu u stupanj, koje je označeno s točkom 0, na stanje 1t odgovara teorijskom (izentropskom) strujanju u statoskim lopaticama. Stvarni proces u statoskim lopaticama obuhvaća gubitke ΔH_s (jednadžba (3.18)), koji se vraćaju kao toplina natrag u tok i povećavaju entalpiju iza statoskih lopatica. Stvarno stanje radnog fluida iza statoskih lopatica je dano s točkom 1. Razlika entalpije $h_0 - h_{1t}$ zajedno s kinetičkom energijom na ulazu u statoske lopatice ($c_0^2/2$) predstavlja raspoloživu energiju na ulazu u statoske lopatice $H_{0*,s}$ koja je jednaka kinetičkoj energiji strujanja na izlazu iz statoskih lopatica ($c_{1t}^2/2$) za tok bez gubitaka energije. U skladu s energetsom jednadžbom (3.16), teorijska brzina strujanja na izlazu iz statoskih lopatica određena je jednadžbom:

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2H_{0*,s}} \quad (3.30)$$

Stvarna brzina strujanja na izlazu iz statoskih lopatica manja je od c_{1t} za gubitke energije:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (3.31)$$

gdje je φ koeficijent brzine u statoskim lopaticama.

Teorijski proces ekspanzije radnog fluida u rotorskim lopaticama predstavljen je na slici 3.9 pomoću linije od točke 1 do točke 2t; razlika $h_1 - h_{2t}$ je označena s H_{0r} i zove se raspoloživi entalpijski pad rotorskih lopatica. Razlika $h_2 - h_{2t}$ predstavlja gubitke energije u rotorskim lopaticama, ΔH_r . Za tok koji se nalazi u relativnom strujanju u kanalima rotorskih lopatica, energetska jednadžba za presjek na ulazu i izlazu iz kanala rotorskih lopatica može se napisati u sljedećem obliku:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}, \quad (3.32)$$

Taj zapis ispravan je za aksijalni stupanj s jednakim srednjim promjerom na ulazu i izlazu iz rotorske rešetke. U slučaju, kada $d_{ul} = d_{iz}$, desna strana jednadžbe sadrži dodatni član koji uzima u obzir rad Coriolisove i centrifugalne sile:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (3.32a)$$

Desna strana jednadžba (3.32) ne sadrži član koji može karakterizirati mehanički rad predan s rotorskih lopatica na rotor, budući da je mehanički rad sile međusobnog djelovanja rotorskih lopatica i toka promatran u koordinatama rotorskih lopatica jednak nuli. Mjesto primjene te

sile nije relativno strujanje s obzirom na rotorske lopatice, već se ona obračunava množenjem jednadžbi za mehanički rad.

Analogno s jednadžbom (3.30), iz jednadžbe (3.32) može se izvesti jednadžba za teorijsku brzinu toka relativnog strujanja na izlazu iz rotorskih lopatica:

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2H_{0r} + w_1^2}. \quad (3.33)$$

Stvarna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica bit će niža nego w_{2t} :

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (3.34)$$

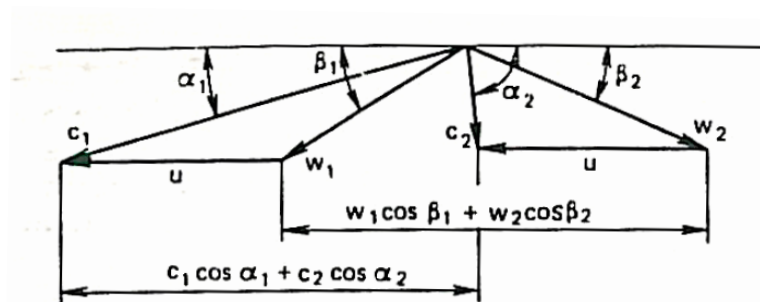
gdje je ψ koeficijent brzine rotorskih lopatica.

Gubici energije u rotorskim lopaticama ΔH_r mogu se odrediti na sličan način kao i kod jednadžbe (3.18):

$$\Delta H_r = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \quad (3.35)$$

Na slici 3.9, odsječak H_0 koji je jednak razlici $h_0 - h'_{2t}$, predstavlja raspoloživi entalpijski pad u stupnju izražen preko statičkih parametara dok odsječak H_{0*} , koji uključuje kinetičku energiju toka na ulazu u statorske lopatice, $c_0^2/2$, predstavlja raspoloživi entalpijski pad u stupnju izražen preko zaustavnih parametara na ulazu u stupanj i statičkih parametara na izlazu iz stupnja. Ako tok koji posjeduje kinetičku energiju $c_0^2/2 = \Delta H_{ib}$ na izlazu iz rotorskih lopatica ulazi u veliki prostor (npr. kondenzator parne turbine), ta će se energija potrošiti za povišenje temperature radnog fluida zbog izobarnog poništavanja brzine. Veličina ΔH_{ib} zove se gubitak energije zbog izlazne brzine stupnja i nanosi se u h - s dijagram kako prikazuje slika 3.9.

Kod proračuna turbinskih stupnjeva, trokuti brzina na ulazu i izlazu iz rotorskih lopatica, kao što su prikazani na slici 3.10, obično se crtaju tako da se starta od neke poznate točke.



Slika 3.10 Trokuti brzina za tok pare u turbinskom stupnju

Obično je to kut α_1 vektora brzine c_1 i obično se uzima u području 11° do $20 - 25^\circ$. Veličina c_1 se određuje pomoću jednadžbe (3.31), a obodna brzina rotorskih lopatica pomoću jednadžbe:

$$u = \pi d n$$

gdje d je srednji promjer stupnja, m ; i n je brzina rotacije rotora u s^{-1} . Relativna brzina w_1 i kut β_1 određuju se iz geometrije ulaznog trokuta brzina. Za konstrukciju izlaznog trokuta brzina prvo se određuje relativna brzina w_2 pomoću jednadžbe (3.34). Kut β_2 vektora brzine w_2 obično se računa iz jednadžbe kontinuiteta za izlazni presjek rotorskih lopatica. Apsolutna brzina c_2 i kut α_2 određuju se iz geometrije izlaznog trokuta brzina.

3.3.1. *Reaktivnost turbinskog stupnja*

Odnos između brzina i kuteva strujanja u turbinskom stupnju bitno ovisi o reaktivnosti ρ . Ona predstavlja omjer raspoloživog toplinskog pada rotorskih lopatica i zbroja raspoloživih toplinskih padova statorskih i rotorskih lopatica, što je približno jednako srednjem toplinskom padu stupnja izraženom preko zaustavnih parametara:

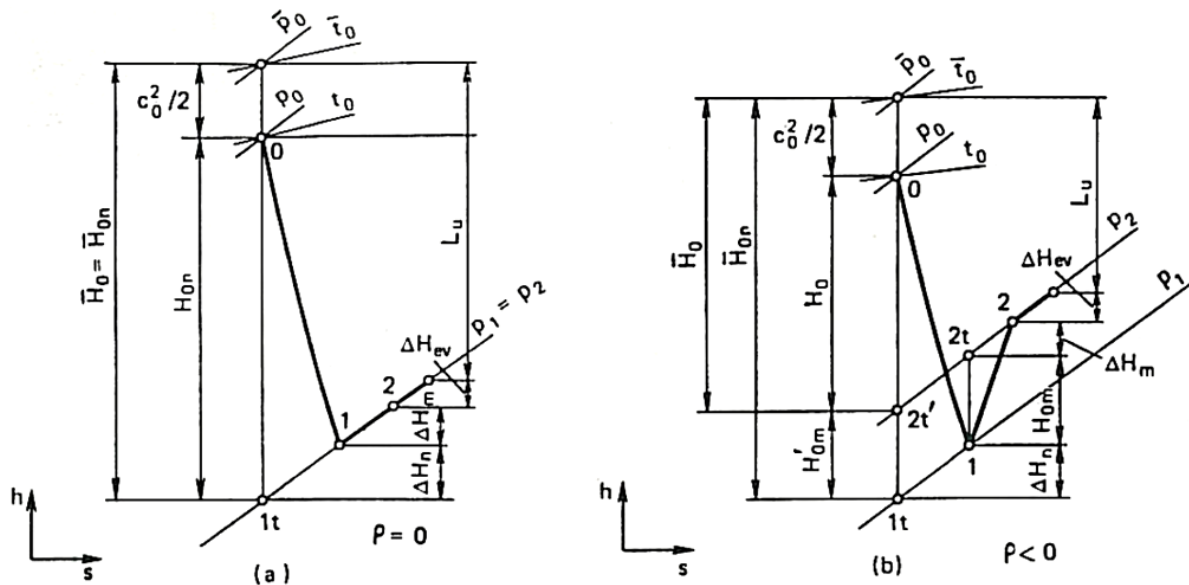
$$\rho = \frac{H_{0r}}{H_{0*s} + H_{0r}} \approx \frac{H_{0r}}{H_{0*}}. \quad (3.36)$$

Uz visoku reaktivnost $\rho > 0$, strujanje se ubrzava bitnije u rotorskim lopaticama, i stoga, relativna izlazna brzina w_{2t} raste znatnije u usporedbi s brzinom w_1 . Turbinski stupanj s reaktivnošću jednakom 0 zove se akcijski stupanj. Kod akcijskog stupnja, radni fluid ne ekspankira u rotorskim lopaticama i tlakovi ispred i iza rotorskih lopatica su međusobno jednaki, $p_1 = p_2$. Turbinski stupnjevi s reaktivnošću do 0,2 - 0,25 se smatraju još uvijek akcijskima. Turbinski stupnjevi kod kojih je reaktivnost jednaka 0,4 - 0,6 ili više nazivaju se reakcijski stupnjevi. Kod reakcijskih turbina s više stupnjeva, obično se koriste stupnjevi s reaktivnošću 0,5.

U pravilu, čisto akcijski stupnjevi ($\rho = 0$) ne koriste se u praksi. Stvarni akcijski stupnjevi imaju određenu pozitivnu reaktivnost da bi se osiguralo da strujanje u kanalima rotorskih lopatica bude konfuzorskog tipa. Kao što je poznato iz dinamike fluida, konfuzorsko strujanje snizuje gubitke energije.

U specijalnim slučajevima, turbinski stupnjevi mogu imati negativnu reaktivnost. Strujanje radnog fluida u kanalima lopatica turbinskog stupnja $\rho < 0$ je difuzorskog tipa, tj. tlak u kanalima rotorskih lopatica raste prema izlazu, $p_2 > p_1$.

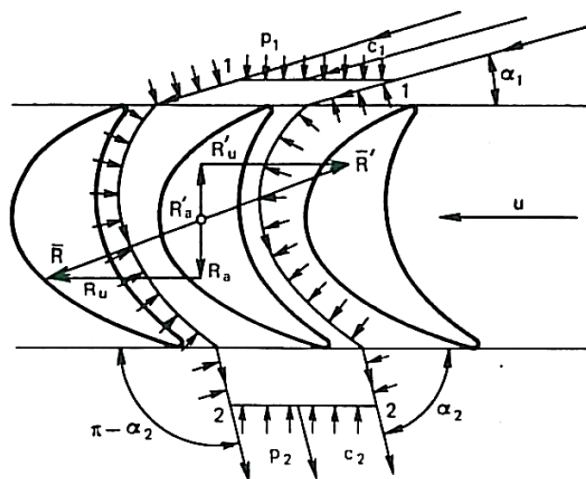
To difuzorsko strujanje povlači za sobom povećanje gubitaka energije u kanalima rotorskih lopatica. H - s dijagram procesa u stupnju s $\rho < 0$ prikazan je na slici 3.11b, a za stupanj s $\rho = 0$ na slici 3.11a.



Slika 3.11 h - s dijagram procesa u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ (a) i $\rho < 0$ (b)

3.3.2. Sile koje djeluju na rotorske lopatice

Radni fluid strući kroz rotorske lopatice djeluje određenim silama na njih, koje se javljaju zbog zakretanja i ubrzavanja toka u kanalima lopatica. Da bi se odredile te sile, izvodi se analiza strujanja u rotorskim lopaticama, slika 3.12.



Slika 3.12 Uz izvod jednadžbe količine gibanja za turbinski stupanj

U tu svrhu, izdvaja se u toku stacionarna kontura 1-1-2-2-1 koja uobičajeno obuhvaća jednu lopaticu. Stvarno, ta lopatica može predstavljati sve lopatice stupnja. Lijevo i desno, linije 1-2 te konture su kongruentne i smještene na istoj udaljenosti od susjednih profila, dok su linije 1-1 i 2-2 paralelne s vektorom obodne brzine u . Sada će se provesti analiza sila koje djeluju na dio toka radnog fluida unutar izdvojene konture. Taj dio fluida nalazi se pod djelovanjem reakcijske sile R' od strane lopatica te pod djelovanjem sila uslijed tlaka od strane preostalog dijela toka po površinama 1-1, 2-2 i 1-2. Sile uslijed tlaka na lijevoj i desnoj površini 1-2 konture su jednake po veličini, ali suprotne po smjeru pa se stoga njihovo djelovanje poništava.

Pomoću zakona mehanike, impuls sila koje djeluju na dio toka izdvojen pomoću stacionarne konture jednak je promjeni količine gibanja radnog fluida koji struji kroz konturu. Jednadžba koja opisuje taj zakon u vektorskom obliku ima oblik:

$$\vec{R}' dt + (\vec{p}_1 + \vec{p}_2)\Omega dt = dm(\vec{c}_2 - \vec{c}_1). \quad (3.37)$$

Prvi član u jednadžbi je impuls sile R' s kojim lopatice djeluju na tok; drugi član je impuls sila uslijed tlaka na površine Ω , 1-1 i 2-2; član na desnoj strani jednadžbe je promjena količine gibanja mase dm koja struji van kroz presjek 2-2 i ustrujava kroz presjek 1-1 u vremenskom trenutku dt . S Ω je predstavljena aktivna površina za strujanje radnog fluida koju čine rotorske lopatice tokom gibanja. Ako se radni fluid dovodi po čitavom srednjem promjeru stupnja tada Ω iznosi:

$$\Omega = \pi d l_2$$

Jednadžba (3.37) može se napisati kao projekcija na smjer obodne brzine u . Tada stavljajući da je $dm/dt = G$ dobiva se:

$$R'_u = G[c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1],$$

ili, zamjenjujući reakcijsku silu lopatica silom kojom tok djeluje na lopatice, $R_u = -R'_u$, dobiva se principijelna jednadžba za određivanje obodne sile kojom radni fluid djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

$$R_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2), \quad (3.38)$$

Obodna sila R_u podudara se po smjeru s obodnom silom rotorskih lopatica. Zbog toga, obodna sila R_u određuje rad koji tok predaje rotorskim lopaticama, odn. turbinskom rotoru.

Zapis jednadžbe (3.37) kao projekcije na aksijalni smjer (duž osi rotora) ima oblik:

$$R'_a = G(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) + (p_2 - p_1)\Omega ,$$

ili, zamjenjujući reakcijsku silu lopatica R'_a silom kojom tok djeluje na lopatice, $R_a = -R'_a$, dobiva se principijelna jednadžba za određivanje aksijalne sile kojom tok radnog fluida djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

$$R_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2)\Omega , \quad (3.39)$$

Ta aksijalna komponenta sile je direktno okomita na smjer vektora obodne brzine i stoga ne može obavljati rad. Komponenta sile R_a mora se analizirati kod proračuna aksijalnih sila koje djeluju na odzivni ležaj turbinskog rotora.

3.3.3. Snaga i specifični rad stupnja

Snaga koju razvijaju rotorske lopatice turbinskog stupnja može se odrediti kao umnožak obodne sile R_u i obodne brzine u rotorskih lopatica:

$$N_u = R_u u = Gu(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) . \quad (3.40)$$

Korisni rad jednog kilograma mase radnog fluida koji struji kroz rotorske lopatice stupnja, tj. specifični rad, može se odrediti kao omjer snage stupnja i masenog protoka radnog fluida kroz stupanj:

$$L_u = \frac{N_u}{G} = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) . \quad (3.41)$$

Kako slijedi iz trokuta brzina, slika 3.10, zbroj projekcija apsolutnih brzina na smjer obodne brzine jednak je sumi projekcija relativnih brzina na isti smjer:

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$$

Osim toga, pomoću jednadžbe za kosokutni trokut može se odrediti:

$$\begin{aligned} u c_1 \cos \alpha_1 &= \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2} ; \\ u c_2 \cos \alpha_2 &= \frac{-u^2 - c_2^2 + w_2^2}{2} . \end{aligned}$$

Uz korištenje tih jednadžbi, jedn. (41) može se napisati u sljedećem obliku:

$$L_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) ; \quad (3.41a)$$

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (3.42)$$

čvrstoće rotorskih lopatica plinskih turbina koje rade pri visokim temperaturama. Stanje iza rotorskih lopatica je karakterizirano točkom 2; zaustavni tlak u toj točki je p_{2w*} i entalpija $h_{2w*} = h_{1w*}$.

Jednadžba (3.42) za specifični rad prethodno je izvedena iz jednadžbe količine gibanja. Nju je također moguće izvesti iz energetske bilance za rotorske lopatice stupnja. Teorijski, jedan kilogram radnog fluida može obaviti u stupnju rad koji je jednak raspoloživoj energiji E_0 . Ovdje se pod raspoloživom energijom podrazumijeva zbroj raspoloživih toplinskih padova u statorkim i rotorskim lopaticama, tj.:

$$E_0 = H_{0s*} + H_{0r} \cong H_{0*} \quad (3.43)$$

Stvarni rad rotorskih lopatica je niži nego teorijski mogući zbog gubitaka energije u statorkim ΔH_s i rotorskim ΔH_r lopaticama i gubitka energije koji proizlazi iz činjenice da tok napušta stupanj brzinom c_2 koja odnosi iz stupnja kinetičku energiju $c_2^2/2 = \Delta H_{ib}$. Stoga, specifični rad rotorskih lopatica može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\begin{aligned} L_u &= E_0 - \Delta H_s - \Delta H_r - \Delta H_{ib} \\ L_u &= H_{0s} + H_{0r} - \Delta H_s - \Delta H_r - \Delta H_{ib} \end{aligned} \quad (3.44)$$

Uvrštavajući u tu jednadžbu $H_{0s} = c_{1t}^2$; $H_{0r} = (w_{2t}^2/2) - (w_{1t}^2/2)$; $\Delta H_s = (c_{1t}^2/2) - (c_1^2/2)$ i $\Delta H_r = (w_{2t}^2/2) - (w_2^2/2)$, dobiva se jednadžba koja je u potpunosti identična jednadžbi (3.42):

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Odsječak koji odgovara L_u prikazan je u $h - s$ dijagramu na slikama 3.9 i 3.11.

3.4. Koeficijent iskoristivosti na obodu kola

Savršenost turbinskog stupnja može se iskazati pomoću koeficijenta korisnog djelovanja. Koeficijent korisnog djelovanja na obodu kola turbinskog stupnja je omjer snage koja se razvija na rotorskim lopaticama i raspoložive snage stupnja:

$$\eta_u = N_u - N_0. \quad (3.45)$$

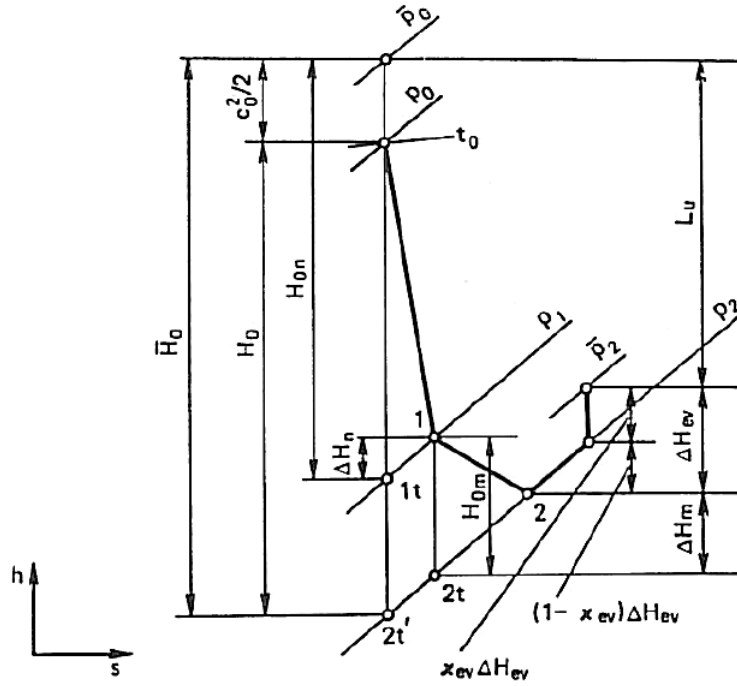
Ako se snage u tim jednadžbama izraze kao umnošci masenog protoka radnog fluida kroz stupanj i odgovarajuće specifične energije, $N_u = L_u G$ i $N_0 = L_0 G$, koeficijent iskoristivosti bit će dobiven u sljedećem obliku:

$$\eta_u = L_u/E_0. \quad (3.46)$$

U toj jednadžbi, L_u se može odrediti, kao što je dano u prethodnom poglavlju pomoću jednadžbe količine gibanja (3.41) ili iz energetske bilance gubitaka u stupnju, jedn. (3.44). Raspoloživa energija stupnja E_0 ovisi o pojedinačnom položaju stupnja u turbini s više stupnjeva. Ako se iza stupnja nalazi prostor gdje se tok usporava, (kao što je npr. slučaj kod posljednjeg stupnja kondezacijske parne turbine iz kojeg para odlazi u kondenzator), i stoga se energija izlazne brzine ne koristi u sljedećem stupnju, te je tada $E_0 = H_{0*}$. Za međustupanj kod kojeg se energija izlazne brzine iskorištava u sljedećem stupnju, ta energija nije uključena u raspoloživu energiju danog stupnja, tj. $E_0 = H_{0*} - \Delta H_{ib}$ (u slučaju da ta izlazna energija nije uračunata dva puta: u danom i sljedećem stupnju). U općenitom slučaju raspoloživa energija stupnja može se prikazati jednadžbom:

$$E_0 = H_{0*} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2}. \quad (3.47)$$

gdje je H_{0*} raspoloživi toplinski pad stupnja izražen preko zaustavnih parametara ispred stupnja, a $\kappa_{ib}(c_2^2/2)$ je dio kinetičke energije izlazne brzine danog stupnja koji se iskorištava u sljedećem stupnju. Koeficijent κ_{ib} može se mijenjati od 0 do 1; npr. za posljednji stupanj $\kappa_{ib} = 0$. Za većinu međustupnjeva energija izlazne brzine može se u potpunosti iskoristiti u sljedećem stupnju; u tom slučaju $\kappa_{ib} = 1$. Slika 3.14 prikazuje $h - s$ dijagram procesa kod kojeg je koeficijent κ_{ib} niži od jedan. Dio kinetičke energije $(1 - \kappa_{ib})\Delta H_{ib}$ je tada gubitak; ta energija se troši za povećanje temperature radnog fluida uz konstantni tlak iza stupnja. Drugi dio kinetičke energije, $\kappa_{ib}\Delta H_{ib}$, se koristi u sljedećem stupnju za obavljanje rada. Za sljedeći stupanj, taj dio energije bit će energija ulazne brzine $c_0^2/2$.



Slika 3.14 h – s dijagram za tok u turbinskom stupnju s djelomičnim korištenjem energije izlazne brzine u sljedećem stupnju

Uvrštavajući za L_u vrijednost iz jednadžbe (3.41) ili (3.41a) u jedn. (3.46) dobiva se jednadžba za koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja preko apsolutnih ili relativnih brzina:

$$\begin{aligned}\eta_u &= \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0} \\ &= \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}\end{aligned}\quad (3.48)$$

Kao što se vidi iz te jednadžbe, iskoristivost stupnja ovisi o veličini i smjeru brzina.

Jednadžba za koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja može se također dobiti iz jednadžbe (3.44):

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_0} = \frac{E_0 - \Delta H_s - \Delta H_r - \Delta H_{ib}(1 - \kappa_{ib})}{E_0}\quad (3.49)$$

Ovdje,

$$\begin{aligned}\Delta H_s &= \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) H_{0s*}; \\ \Delta H_r &= \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left(H_{0r} + \frac{w_1^2}{2} \right),\end{aligned}$$

su gubici energije u statorskim i rotorskim lopaticama (pogledati jedn. (3.18) i (3.35)); i $\Delta H_{ib}(1 - \kappa_{ib})$ je gubitak energije zbog izlazne brzine.

Jednadžbe (3.48) i (3.49) često se koriste kod proračuna turbinskog stupnja. Jednadžba za iskoristivost, u kojoj su brojnik i nazivnik na desnoj strani izraženi kao korijeni iz brzina se rjeđe koristi. Ta jednadžba može se lako izvesti pomoću jednadžbe za rad u obliku jednadžbe (3.42) i jednadžbe za raspoloživu energiju:

$$\begin{aligned} E_0 &= H_{0*} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2} = H_{0s*} + H_{0r} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2} \\ &= \frac{1}{2} (c_{1t}^2 - \kappa_{ib} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2) \\ \eta_u &= \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 - \kappa_{ib} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2} \end{aligned} \quad (3.50)$$

Sada će se provesti analiza faktora koji utječu na koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja, tj. pokušati odrediti bezdimenzionalne parametre koji definiraju η_u . U tu svrhu transformira se jednadžba (3.48) za najjednostavniji slučaj čisto akcijskog stupnja ($\rho = 0$). Za taj stupanj mogu se koristiti sljedeće jednadžbe: $w_{2t} = w_1$; $E_0 = H_{0*} = c_{1t}^2/2$ (budući da $\rho = 0$ i $\kappa_{ib} = 0$); i $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$ (iz trokuta brzina). Također se uvodi pojam fiktivne brzine c_f koja je definirana jednadžbom:

$$\frac{c_f^2}{2} = H_{0*}. \quad (3.51)$$

Za akcijski stupanj, $\rho = 0$ i $c_f = c_{1t}$.

Nakon uvrštavanja tih izraza u jednadžbu (3.48) i određenih transformacija za η_u dobiva se:

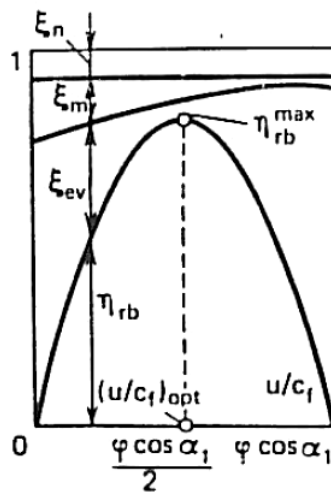
$$\begin{aligned} \eta_u &= \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_f^2} = \\ &= \frac{2u w_1 \cos \beta_1 \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1}\right)}{c_f^2} = \\ &= \frac{2u (c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1}\right)}{c_f^2} \end{aligned}$$

Budući da je kod čisto akcijskog stupnja $c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi c_f$ i $w_2 = \psi w_1$ na kraju se dobiva:

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_f} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_f} \right) \left(1 + \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (3.52)$$

Na taj način iskoristivost η_u čisto impulsnog stupnja ovisi o omjeru brzina u/c_f , koeficijentima brzina φ i ψ , te izlaznim kutevima statorskih i rotorskih lopatica α_1 i β_2 . Kut β_1 u jednadžbi (3.52) je funkcija α_1 , u/c_f i stoga nije neovisni parametar.

Između prethodno navedenih parametara, omjer brzina u/c_f ima najveći utjecaj na iskoristivost η_u ; taj se omjer može mijenjati ovisno o obodnoj brzini kod turbinskog rotora s promjenjivim brojem okretaja ili ovisno o brzini c_f kada se mijenja raspoloživi toplinski pad stupnja H_{0*} ; iz tih razloga u/c_f je značajan parametar koji utječe na iskoristivost stupnja. Uz konstantne vrijednosti φ , ψ , α_1 i $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$ funkcija između u/c_f i η_u je kvadratna parabola, slika 3.15. Parabola siječe os apscise u točkama $u/c_f = 0$ i $u/c_f = \cos \alpha_1$, budući da je $\eta_u = 0$ u tim točkama. Maksimalna iskoristivost $\eta_{u,max}$ dobiva se za optimalnu vrijednost omjera brzina $(u/c_f)_{opt} = \varphi \cos \alpha_1 / 2$.



Slika 3.15 Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s raktivnošću $\rho = 0$

Maksimalna iskoristivost $\eta_{u,max}$ za čisto akcijski stupanj može se odrediti pomoću jednadžbe (3.52) supstitucijom optimalnog omjera $(u/c_f)_{opt}$ u tu jednadžbu:

$$\eta_{u,max} = \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (3.53)$$

Kako slijedi iz te jednadžbe, maksimalna iskoristivost $\eta_{u,max}$ za čisto akcijski stupanj ovisi u značajnijoj mjeri o koeficijentu brzine statorskih lopatica, a u manjoj mjeri o koeficijentu brzine rotorskih lopatica. Npr., porast φ za 0,01 rezultira porastom $\eta_{u,max}$ za 0,017, dok isti porast ψ uvjetuje porast $\eta_{u,max}$ za samo 0,004. Zbog toga, kod akcijskih stupnjeva aerodinamička savršenost statorskih lopatica ima najveći značaj, mada je savršenost rotorskih lopatica također bitna.

Parabolična ovisnost između u/c_f i η_u , kao što je prikazana na slici 3.15, odražava energetske bilancu za čisto akcijski stupanj. Doista, polazeći od jednadžbe (3.49), koja daje

energetsku bilancu stupnja, moguće je dobiti izraz valjan za stupnjeve s bilo kojom reaktivnošću:

$$\eta_u = 1 - \xi_s - \xi_r - (1 - \kappa_{ib})\xi_{ib}. \quad (3.54)$$

gdje su $\xi_s = \Delta H_s/E_0$, $\xi_r = \Delta H_r/E_0$ i $\xi_{ib} = \Delta H_{ib}/E_0$ redom gubici energije u stupnju u statorkim i rotorskim lopaticama te gubitak zbog izlazne brzine.

Sada će se analizirati kako se pojedini gubici energije u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ mijenjaju u ovisnosti o koeficijentu brzine u/c_f .

Relativni gubitak energije u statorkim lopaticama može se predstaviti u obliku:

$$\xi_s = \frac{\Delta H_s}{E_0} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2.$$

Zbog toga uz pretpostavku da je $\varphi = konst.$, gubitak energije u statorkim lopaticama čisto akcijskog stupnja neovisan je o koeficijentu brzine; iz tih razloga, gubitak ξ_s na slici 3.15 je konstantan.

Relativni gubitak energije u rotorskim lopaticama može se predstaviti u sljedećem obliku:

$$\xi_r = \frac{\Delta H_r}{E_0} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{1t}^2} = \left(\frac{w_1}{c_{1t}}\right)^2 (1 - \psi^2);$$

budući da je uz $\rho = 0$, $w_{2t} = w_1$.

Pretpostavljajući da $\psi = konst.$, ovisnost $\xi_r = f(u/c_f)$ bit će u potpunosti određena prirodom promjene omjera w_1/c_{1t} . Kako slijedi iz trokuta brzina, taj omjer raste uz opadanje omjera u/c_f . Na taj način, gubici energije ξ_r opadaju, ako u/c_f raste od nulte vrijednosti na vrijednost kod koje kut ulazne brzine relativnog strujanja iznosi $\beta_1 = 90^\circ$. Uz daljnje povećanje koeficijenta brzine, gubitak energije u rotorskim lopaticama raste.

Relativni gubitak energije zbog izlazne brzine može se predstaviti u sljedećem obliku:

$$\kappa_{ib} = \frac{c_2^2}{c_{1t}^2}.$$

Analizirajući trokute brzina stupnja koji je konstruiran za različite omjere u/c_f , može se zamijetiti da se minimalni koeficijent κ_{ib} dobiva za $\alpha_2 = 90^\circ$, budući da u tom slučaju omjer c_2/c_{1t} postiže minimum. Kod određenog odstupanja kuta izlazne brzine od vrijednosti 90° ,

gubitak zbog izlazne brzine raste, slika 3.15. Treba naglasiti da se minimalni gubitak energije zbog izlazne brzine dobiva ako koeficijent brzine teži k optimalnoj vrijednosti.

Uz optimalni omjer u/c_f , kut vektora brzine c_2 je nekoliko stupnjeva veći nego kut $\alpha_2 = 90^\circ$ ($\alpha_2 > 90^\circ$).

Ovisnost koeficijenta iskoristivosti na obodu kola o koeficijentu brzine u/c_f i drugim faktorima kod stupnja ($\kappa_{ib} = 0$ i $E_0 = c_f^2/2$) s bilo kojom reaktivnošću može se odrediti pomoću jednadžbe (3.48).

Ako se jednadžba (3.48) napiše u obliku:

$$\eta_u = \frac{2u (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_f^2}$$

i ako se u tu jednadžbu uvrste izrazi za brzine:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2H_{0s*}} = \varphi \sqrt{2(1-\rho)H_{0*}} = \varphi \sqrt{1-\rho} c_f ; \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 = \\ &= \varphi^2(1-\rho)c_f^2 + u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_f \end{aligned} \quad (3.55a)$$

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \sqrt{2H_{0r} + w_1^2} = \psi \sqrt{2\rho H_{0*} + w_1^2} = \\ &= \psi \sqrt{\rho c_f^2 + w_1^2} \end{aligned} \quad (3.56)$$

dobiva se:

$$\begin{aligned} \eta_u &= 2 \frac{u}{c_f} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_f} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_f)^2 - 2(u/c_f) \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}}{\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho} \right]. \end{aligned} \quad (3.57)$$

Ta jednadžba pokazuje da koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja s bilo kojom reaktivnošću ovisi, slično kao i kod čisto akcijskog stupnja, o u/c_f , φ , ψ , β_2 , α_1 , i dodatno o novoj neovisnoj varijabli, reaktivnosti ρ . Najveća iskoristivost η_u se dobiva kod nekog optimalnog omjera brzina $(u/c_f)_{opt}$ koji ovisi o reaktivnosti ρ , kutu α_1 , i koeficijentu brzine φ , te je određena uglavnom minimalnom vrijednošću gubitka zbog izlazne brzine, tj. maksimalna iskoristivost η_u odgovara određenom režimu rada stupnja kod kojeg je $\alpha_2 \cong 90^\circ$. Koristeći taj uvjet, moguće je približno odrediti optimalni omjer brzina za stupanj u ovisnosti

o reaktivnosti i kutu α_1 . To proizlazi iz trokuta brzina na izlazu iz rotorskih lopatica za $\alpha_2 = 90^\circ$ kada je $c_2^2 = w_2^2 - u^2$.

Koristeći jedn. (3.55) i jedn. (3.56) dobiva se :

$$c_2^2 = \psi^2 \rho c_f^2 + \psi^2 \varphi (1 - \rho) c_f^2 + \psi^2 u^2 - 2u\psi^2 \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} c_f - u^2 .$$

Naglašavajući da je proračun približan, pretpostavlja se da je $\varphi = 1$ i $\psi = 1$. U tom slučaju optimalni omjer brzina može se izraziti kao:

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{1 - (c_2/c_f)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}}$$

Uz jednakost aksijalnih projekcija brzina na ulazu i izlazu iz stupnja iz trokuta brzina se dobiva:

$$c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = \varphi c_f \sqrt{1 - \rho} \sin \alpha_1 ,$$

i uzimajući da $\varphi = 1$, dobiva se:

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}}$$

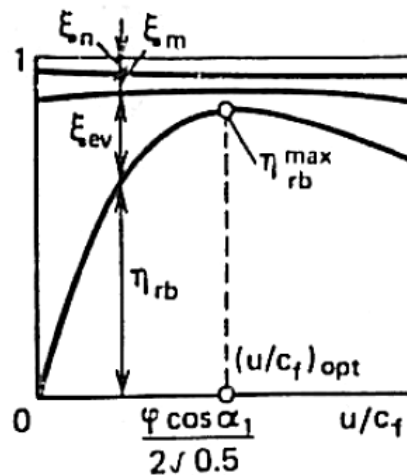
Budući da je član $\rho \sin^2 \alpha_1$ malen, jednadžba za $(u/c_f)_{opt}$ može se napisati u sljedećem obliku:

$$(u/c_f)_{opt} \cong \frac{\cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho}} .$$

Izraz za $(u/c_f)_{opt}$ za čisto akcijski stupanj ($\rho = 0$), koji je izveden ranije, sadrži koeficijent brzine φ u brojniku. Stoga se približna jednadžba za optimalni omjer brzina za stupanj s bilo kojom reaktivnošću može prikazati u obliku:

$$(u/c_f)_{opt} \cong \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho}} . \quad (3.58)$$

Ovisnost η_u i gubitaka energije u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0,5$ o omjeru brzina u/c_f je prikazana grafički na slici 3.16.



Slika 3.16 Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s reaktivnošću $\rho = 0,5$

U skladu s jednadžbom (3.58), optimalni omjer brzina za stupanj tog tipa je jednak $\varphi \cos \alpha_1 / \sqrt{2}$. Uspoređujući turbinske stupnjeve s reaktivnošću $\rho = 0$ i $\rho = 0,5$, može se vidjeti da je optimalni odnos u/c_f za posljednji dva puta veći od prethodnog. Stoga uz iste obodne brzine i optimalni omjer u/c_f , raspoloživi toplinski pad u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ je dva puta veći nego onaj kod stupnja s reaktivnošću $\rho = 0,5$. Budući da krivulje $\eta_u = f(u/c_f)$ imaju ravni maksimum i ako se još uzmu u obzir gubici energije zbog trenja diska i drugih dodatnih gubitaka (ventilacija, parcijalni privod, vlažna para, itd.), omjer u/c_f kod konstruiranja turbine odabire se neznatno niži nego što daje jedn. (3.58). Iz toga razloga, omjer raspoloživih toplinskih padova akcijskog i reakcijskog stupnja kod stvarne turbine je obično niži od dva. U skladu s tim, broj stupnjeva kod reakcijske turbine bit će znatno veći nego kod akcijske turbine.

Uz istu visinu lopatica, maksimalni koeficijent iskoristivosti na obodu kola reakcijskog stupnja je veći nego kod akcijskog stupnja budući da je $\psi_{ak} > \psi_{re}$. Ipak, zbog većih gubitaka propuštanja kroz brtve kod reakcijskog stupnja, na kraju oba tipa stupnjeva imaju približno istu iskoristivost.

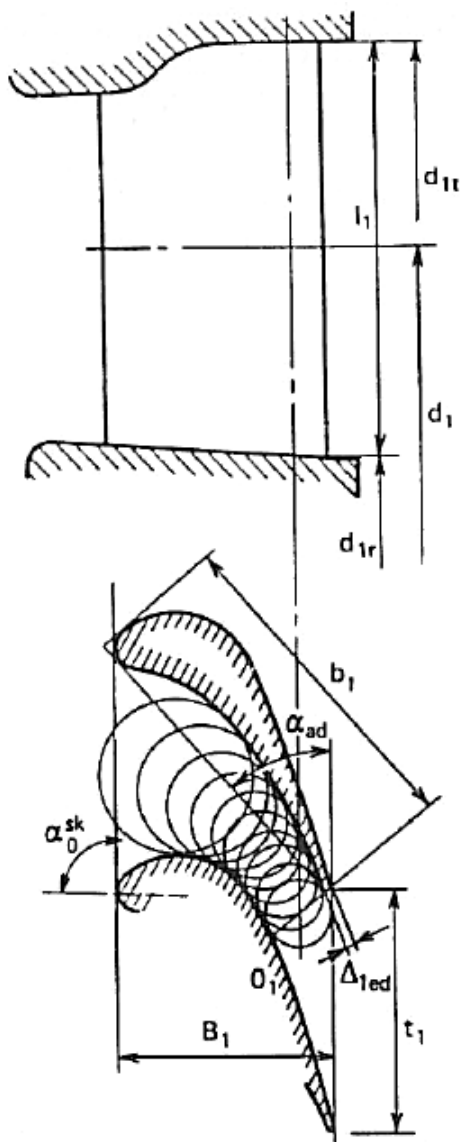
3.5. Geometrijske i plinsko-dinamičke karakteristike rešetki turbinskih lopatica

Turbinski stupanj se sastoji od rešetki statorskih i rotorskih lopatica.

Statorka rešetka je kombinacija statorskih lopatica učvršćenih u stator turbine.

Rotorska rešetka je kombinacija rotorskih lopatica turbinskog stupnja, pričvršćenih na rotor turbine. Sve lopatice statorske rešetke imaju isti profil i razmještene su na jednakim udaljenostima jedna od druge. Slično, sve rotorske lopatice su razmještene na jednakim udaljenostima jedna od druge i imaju jednake profile.

Geometrijske karakteristike statorske rešetke aksijalnog turbinskog stupnja prikazane su na slici 3.17. Slika prikazuje meridionalni presjek (presjek s ravninom koja prolazi kroz os turbine) i razvijeni cilindrični presjek po srednjem promjeru stupnja.



Slika 3.17 Geometrijske karakteristike rešetke statorskih lopatica

Gubici energije i ostale plinsko - dinamičke karakteristike rešetke lopatica ovise o geometrijskom obliku kanala između susjednih lopatica koji je u potpunosti određen profilom lopatica. Stoga, tip i oblik profila lopatice rešetke moraju biti smatrani kao osnovne geometrijske karakteristike rešetke. Rešetka lopatica prikazana na slici 3.17 ima konvergentne lopatične kanale i oblik profila je tipičan za podzvučne brzine strujanja. Oblici profila za ostale uvjete strujanja bit će analizirani poslije.

Sada će biti analizirane geometrijske karakteristike statorske rešetke koje se najčešće koriste u praksi:

- korak rešetke t_1 je udaljenost između susjednih profila; on se mjeri pomoću dužine linije koja spaja identične točke dva susjedna profila;
- grlo O_1 je veličina minimalnog poprečnog presjeka lopatičnog kanala na izlazu iz rešetke lopatica; ono se mjeri pomoću promjera kruga upisanog unutar kanala;

- efektivni izlazni kut $\alpha_{1ef} = \arcsin(O_1/t_1)$ je geometrijski parametar koji uvelike određuje smjer toka koji izlazi iz rešetke lopatica;
- tetiva profila b_1 je udaljenost između ekstremnih točaka profila (u cilindričnom presjeku);
- širina rešetke B_1 je udaljenost duž okomice na frontu rešetke; fronta rešetke je linija paralelna sa smjerom obodne brzine rotorskih lopatica;
- kut ugradnje profila u rešetki, α_u , je kut između smjera suprotno obodnoj brzini i tangente koja spaja ulazni i izlazni brid profila; mijenjajući kut ugradnje unutar malog područja, moguće je dobiti različite vrijednosti efektivnog izlaznog kuta α_{1ef} u rešetki;
- debljina izlaznog brida lopatice Δ_{1br} je promjer kruga upisanog u konturu profila uz izlazni brid;
- visina (dužina) lopatice na izlazu iz rešetke lopatica, l_1 , je dimenzija lopatičnog kanala na izlazu iz rešetke, mjerena u radijalnom smjeru stupnja;
- srednji promjer rešetke, d_1 , je promjer kruga koji prolazi kroz točke na polovici visine (dužine) lopatica;
- stupanj parcijalnosti e je omjer dužine luka kojeg zauzimaju statorsche lopatice, L , i cjelokupnog opsega po srednjem promjeru rešetke:

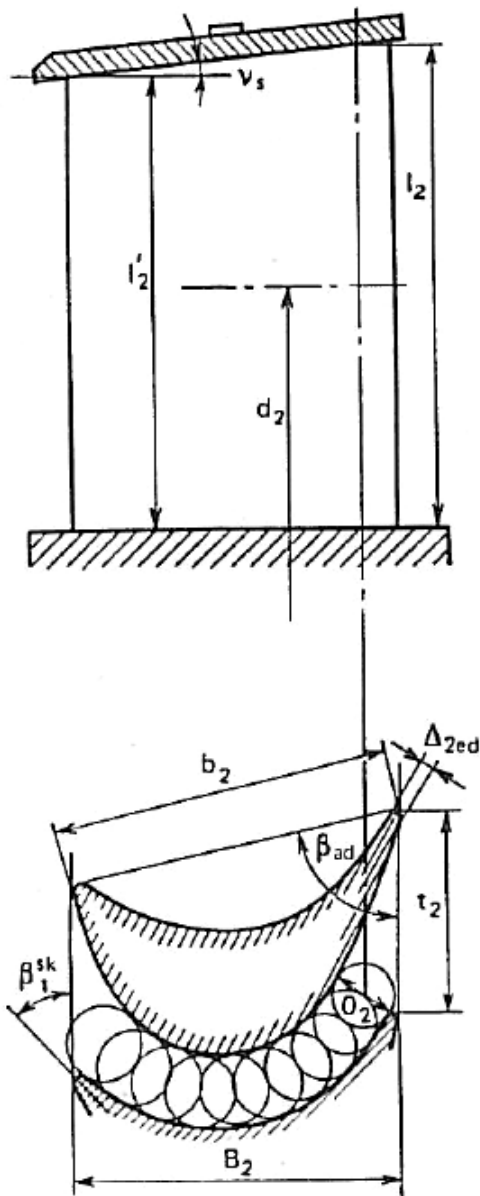
$$e = \frac{L}{\pi d_1}. \quad (3.59)$$

Te definicije geometrijskih karakteristika statorsche rešetke su također ispravne i za rešetku rotorskih lopatica. Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica su dane na slici 3.18 i imaju sljedeće oznake (po redu kako su bile prethodno navedene slične karakteristike rešetke statorskih lopatica): t_2 , O_2 , $\beta_{2ef} = \arcsin(O_2/t_2)$, b_2 , B_2 , u , Δ_{2br} , l_2 i d_2 . Rešetka prikazana na slici 3.18 je akcijskog tipa. Za rešetke rotorskih lopatica reakcijskog stupnja, profili rotorskih lopatica po svojoj konfiguraciji nisu različiti od statorskih profila.

Dodatna koncepcija za karakteriziranje profila u rešetki lopatica je kut skeletnice ulaznog brida profila u rešetki (α_{0sk} , β_{1sk}) koji je u kut između tangente na srednju liniju profila (skeletnicu profila) na ulazu u rešetku i smjera obodne brzine. Srednja linija profila (skeletnica) je linija čije su točke jednako udaljene od konture profila. Za statorsche lopatice i

reakcijske rotorske lopatice, kut skeletnice ulaznog brida, α_{0sk} , β_{1sk} , je često blizu 90° , dok je za rešetke akcijskog tipa, β_{1sk} bitno manji od 90° .

Uz te apsolutne geometrijske karakteristike, također su veoma često u upotrebi i relativni geometrijski parametri rešetke lopatica: relativni korak $t_{rel} = t/b$, relativna visina $l_{rel} = l/b$; relativna debljina izlaznog brida $\Delta_{br,rel} = \Delta_{br}/O$, vitkost lopatica $1/\theta = l/d$, itd. Relativni geometrijski parametri omogućuju grupiranje sličnih rešetki lopatica s različitim apsolutnim geometrijskim parametrima. Ako, npr., neke



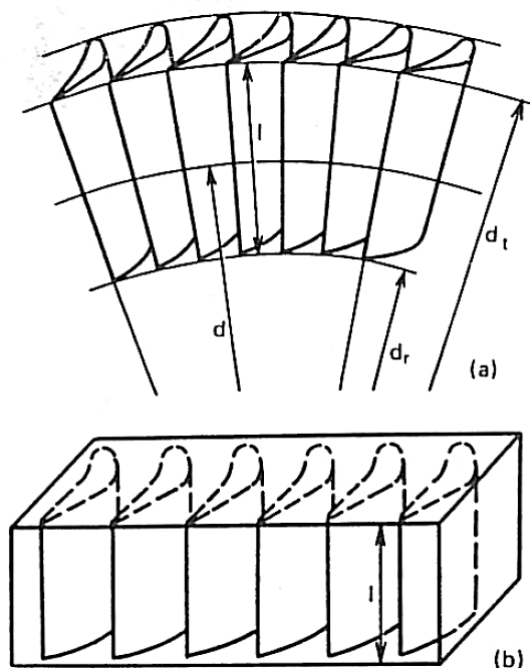
Slika 3.18 Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica

geometrijskim parametrima. Ako, npr., neke statorske rešetke imaju različite tetive b_1 svojih profila, ali su profili geometrijski slični i imaju jednake bezdimenzionalne parametre $t_{rel,1} = konst.$, $l_{rel,1} = konst.$, $\theta = konst.$, itd., lopatični kanali u tim rešetkama bit će geometrijski slični, i stoga, tokovi radnog fluida u tim kanalima bit će također slični (što znači da se strujanje odvija pod istim uvjetima, tj. $Ma_{1t} = c_{1t}/a_1 = konst.$, $Re_{1t} = c_{1t}b_1/\nu = konst.$, itd., gdje je ν kinematička viskoznost pare ili plina). Zbog toga, gubici energije strujanja u tim rešetkama te druge plinsko - dinamičke karakteristike tih tokova bit će također identične.

Kod stvarnih turbina, sve rešetke su cilindrične ili prstenaste. Karakteristični bezdimenzionalni parametar prstenaste rešetke je vitkost $1/\theta = l/d$. Treba naglasiti da se korak t profila u prstenastoj rešetki mijenja duž visine lopatice, točno, raste s promjerom. Npr., kod razvijenog cilindričnog presjeka po srednjem promjeru statorske rešetke, slika 3.17, korak je jednak t_1 ; na presjeku po korijenom promjeru, $d_{1k} = d_1 - l_1$, korak je $t_{1k} < t_1$, i za presjek po promjeru na vrhu lopatice

$d_{1v} = d_1 + l_1$, korak je $t_{1t} > t_1$. Stoga, ako je b_1 konstantno duž visine lopatica rešetke, relativni korak raste po visini lopatice, kao i veličine grla O_1 i efektivnog izlaznog kuta α_{1ef} .

Izdvojeno od prstenaste rešetke lopatica, često se koristi koncept ravninske rešetke, tj. rešetka koja ima beskonačno veliki promjer d . Ravninska rešetka ima konstantni korak po svojoj visini. Model ravninske rešetke profila, koji se koristi prilikom laboratorijskih testiranja plinsko - dinamičkih karakteristika prikazan je na slici 3.19b. Koncept ravninske rešetke lopatica također je našao primjenu kod teorijskih studija rešetki lopatica turbostrojeva.

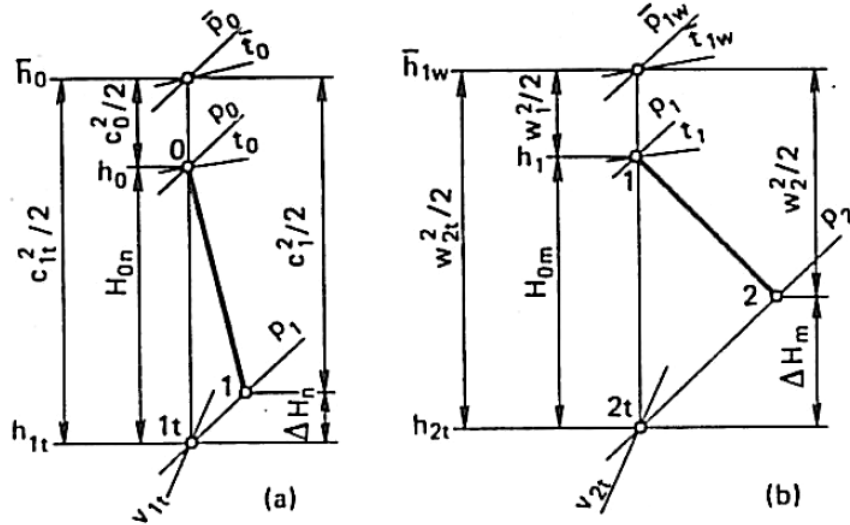


Slika 3.19 Modeli rešetki lopatica: a) cilindrična, b) ravninska

Plinsko - dinamičke karakteristike rešetki lopatica su bitne za termodinamički proračun turbinskog stupnja. Njihove vrijednosti mogu se odrediti analitički, ali puno češće se one određuju eksperimentalno. Osnovna plinsko - dinamička karakteristika uključuje koeficijent gubitaka energije, koeficijent protoka i kut toka fluida na izlazu iz rešetke.

Koeficijent gubitaka energije rešetke je omjer gubitaka energije prilikom strujanja i raspoložive energije toka u rešetki. Procesi za tokove u rešetkama statorskih i rotorskih lopatica su prikazani u $h - s$ dijagramu na slikama 3.20a i 3.20b. Gubici energije u tim rešetkama su definirani kao razlika između stvarne entalpije iza rešetke kod stvarnog strujanja i teorijske entalpije iza rešetke za pretpostavljeno izentropsko strujanje. Gubici energije u statorskoj rešetki mogu se odrediti kao $\Delta H_s = h_1 - h_{1t}$, a kod rotorske rešetke kao $\Delta H_r = h_2 - h_{2t}$. Ti gubici predstavljaju dio mehaničke energije koji se troši za savladavanje sila trenja i ostalih otpora u rešetki lopatica. Oni se pretvaraju u toplinu i vraćaju u tok kod nižeg

termodinamičkog potencijala, na taj način povećavajući entalpiju i entropiju toka na izlazu iz rešetke.



Slika 3.20 h - s dijagram procesa u rešetki statorskih (a) i rotorskih (b) lopatica

Raspoloživa energija rešetke definirana je kao razlika između zaustavne entalpije ispred rešetke (za rotorsku rešetku to je zaustavna entalpija relativnog strujanja) i entalpije iza rešetke u slučaju izentropskog strujanja; stoga je raspoloživa energija jednaka $h_{0*} - h_{1t}$ za statorsku rešetku i $h_{1w*} - h_{2t}$ za rotorsku rešetku.

Na taj način koeficijent gubitaka energije za statorsku rešetku iznosi:

$$\zeta_s = \frac{H_s}{h_{0*} - h_{1t}} \quad (3.60)$$

i za rotorsku rešetku:

$$\zeta_r = \frac{\Delta H_r}{h_{1w*} - h_{2t}} \quad (3.61)$$

Koeficijenti gubitaka energije ζ_s i ζ_r i koeficijenti brzina φ i ψ su u međusobnoj vezi. Ako se gubici energije u rešetkama izraze preko razlika kinetičkih energija teorijskog toka na izlazu iz rešetke i stvarnog prosječnog toka i raspoložive energije rešetke kao kinetičke energije na izlazu iz rešetke u slučaju izentropskog strujanja, jednažbe (3.60) i (3.61) mogu se transformirati u sljedeći oblik:

$$\zeta_s = \frac{c_{1t}^2/2 - c_1^2/2}{c_{1t}^2/2} = 1 - \varphi^2 \quad (3.62)$$

$$\zeta_r = \frac{w_{2t}^2/2 - w_2^2/2}{w_{2t}^2/2} = 1 - \psi^2 \quad (3.63)$$

Ako su karakteristike rešetke ζ_s i ζ_r poznate, mogu se veoma jednostavno odrediti koeficijenti brzina φ i ψ , koji se također smatraju plinsko - dinamičkim karakteristikama rešetke lopatica.

Koeficijenti gubitaka energije rešetke lopatica ovise o geometriji lopatica i parametrima toka (Machovom i Reynoldsovom broju, kutevima strujanja, itd.).

Koeficijent protoka rešetke lopatica je omjer stvarnog masenog protoka kroz rešetku i teorijskog masenog protoka radnog fluida kroz rešetku:

$$\mu = G/G_t. \quad (3.64)$$

Teorijski maseni protok za rešetke s konvergentnim kanalima uz podzvučne brzine strujanja računa se pomoću površine izlaznog poprečnog presjeka okomitog na smjer strujanja i pomoću teorijskih parametara toka u tom presjeku. Tako za statorsku rešetku vrijedi:

$$G_{1t} = F_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}}, \quad (3.65)$$

gdje $F_1 = l_1 O_1 z_1$; z_1 je broj statorskih kanala u rešetki; c_{1t} i v_{1t} su teorijska brzina i specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke (slika 3.20)

Za rotorsku rešetku vrijedi:

$$G_{2t} = F_2 \frac{w_{2t}}{v_{2t}}, \quad (3.66)$$

gdje je $F_2 = l_2 O_2 z_2$; z_2 broj kanala (ili lopatica) u rotorskoj rešetki; w_{2t} i v_{2t} su teorijska brzina i specifični volumen na izlazu iz rešetke rotorskih lopatica (slika 3.20).

Stvarni maseni protok radnog fluida kroz rešetku lopatica je različit od teorijskog zbog nejednolikog polja brzina u izlaznom presjeku rešetke. Ta nejednolikost je povezana s pojavom graničnih slojeva na konveksnim i konkavnim površinama lopatica te na cilindričnim površinama koje omeđuju kanale odozgo i odozdo i također s nejednolikošću polja tlaka u izlaznom presjeku kanala: tlak na konveksnoj strani lopatice ("leđima") je niži nego na konkavnoj ("trbuhi") strani lopatice. Kada se određuje teorijski maseni protok, tlak u izlaznom presjeku se pretpostavlja konstantnim i jednakim tlaku iza rešetke. Za vlažnu paru, stvarni maseni protok se razlikuje od teorijskog zbog procesa pothlađivanja i prisustva kapljica vlage u toku.

Kada se određuje koeficijent protoka, stvarni maseni protok može se odrediti analitički pomoću teorije graničnog sloja, tj. pomoću proračuna raspodjele brzine u izlaznom presjeku kanala.

Ipak, koeficijent protoka se najčešće određuje pomoću eksperimentalnih mjerenja masenog protoka.

Kod nadzvučnih brzina strujanja na izlazu iz konvergentnih kanala rešetke, teorijski maseni protok kroz rešetku određuje se na osnovu kritičnih parametara u izlaznom presjeku kanala lopatica (kao što je očigledno iz jednažbi (3.65) i (3.66)):

$$G_{1t} = F_1 \frac{c_{1kr}}{v_{1kr}}, \quad (3.67)$$

$$G_{2t} = F_2 \frac{w_{2kr}}{v_{2kr}}, \quad (3.68)$$

Te jednažbe su također primjenjive za određivanje masenog protoka kod nadzvučnih rešetki s divergentnim kanalima, uz zamjenu površine izlaznog presjeka s površinom minimalnog presjeka F_{min} .

Kutevi toka na izlazu iz rešetki, α_1, β_2 , su srednje vrijednosti kuteva smjera vektora stvarnih brzina na izlazu iz rešetki.

Usrednjavajući po koraku t i visini lopatice l , mogu se odrediti, uz korištenje jednažbe količine gibanja; npr., kut toka na izlazu iz statorske rešetke može se odrediti pomoću jednažbe:

$$\sin \alpha_1 = \frac{\iint_{(l)(t)} \sin \alpha_1 \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl}{\iint_{(l)(t)} \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl} \quad (3.69)$$

U pravilu, stvarni izlazni kutevi toka kod rešetki određuju se eksperimentalno. Ako ne postoje eksperimentalni podaci, stvarni izlazni kut za moderne aerodinamički savršene lopatice rešetki kod podzvučnih brzina može se uzeti da je jednak efektivnom izlaznom kutu:

za statorske rešetke

$$\sin \alpha_1 \cong \sin \alpha_{1ef} = O_1/t_1, \quad (3.70)$$

i za rotorske rešetke

$$\sin \beta_2 \cong \sin \beta_{2ef} = O_2/t_2, \quad (3.71)$$

Kod većine rešetki, razlika između stvarnog i efektivnog kuta nije velika. Kod rešetki s visokim koeficijentom gubitka energije, stvarni izlazni kut je uvijek veći nego efektivni izlazni kut.

3.5.1. Utjecaj geometrijskih i parametara strujanja na gubitke energije u turbinskoj rešetki

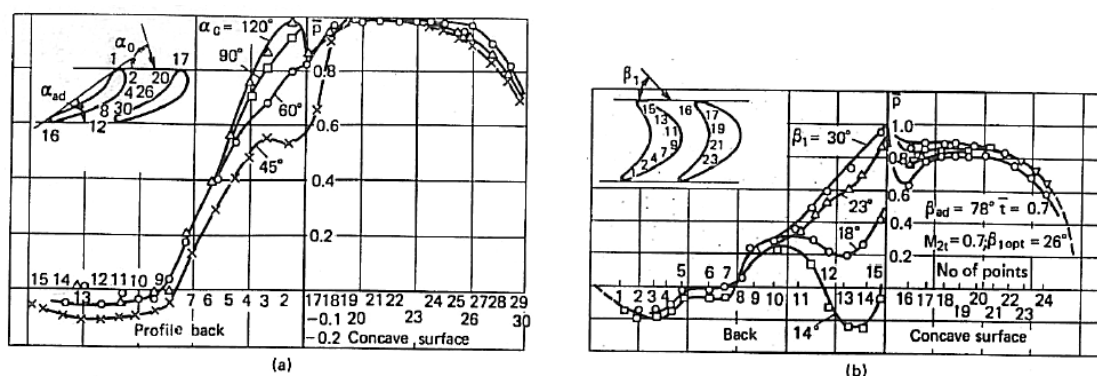
Dobra je praksa analizirati gubitke energije u rešetkama lopatica analizirajući njihove komponente. Ukupni (kombinirani) gubici u rešetki lopatica, koji su obračunati s koeficijentom gubitka energije su suma profilnih gubitaka i gubitaka na rubnim površinama:

$$\zeta = \zeta_{pr} + \zeta_{rub}. \quad (3.72)$$

Profilni gubici se pojavljuju na lopaticama na beskonačno velikim dužinama dok pojave vezane uz strujanje uz rubne površine kanala rešetke, što rezultira gubicima na rubu, nemaju značajniji utjecaj na ukupne gubitke energije. Profilni gubici mogu se uvjetno podijeliti na gubitke trenja, izlaznog brida i udarnih valova:

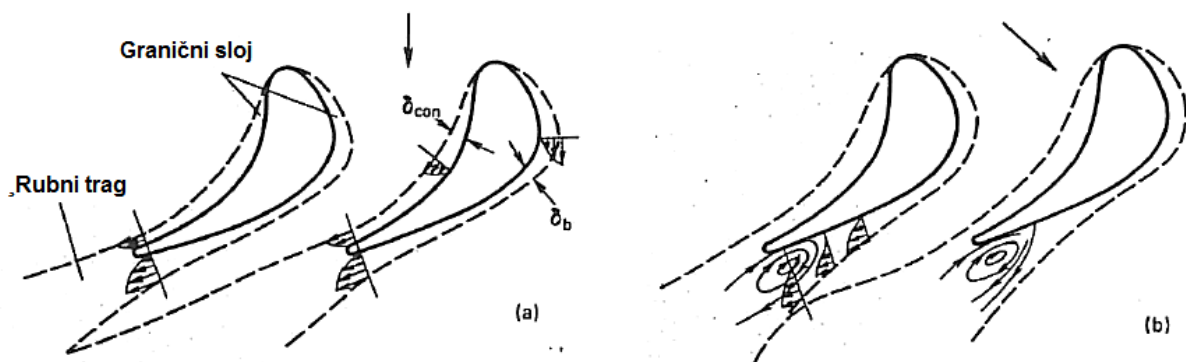
$$\zeta_{pr} = \zeta_{tr} + \zeta_{ibr} + \zeta_{uv}. \quad (3.73)$$

Gubitak zbog trenja ζ_{tr} povezan je s tokom u graničnim slojevima na konkavnoj strani i leđima lopatice, dalje od krajeva lopatice, tj. taj gubitak je određen trenjem na površini lopatice i gubitkom energije zbog zaustavljanja toka od strane tih površina. Gubitak trenja je veći kod većih debljina graničnog sloja. Nastajanje graničnog sloja je povezano s raspodjelom tlaka preko konture profila lopatice, i stoga, s raspodjelom brzina koje su jednoznačno određene tlakom na profilu u skladu s jednačbom (3.10). Tipične linije raspodjele tlaka preko konture profila statorskih i rotorskih rešetki lopatica (akcijskog tipa) za različite kuteve toka na njihovom ulazu prikazane su na slici 3.21.



Slika 3.21 Raspodjela tlaka preko rešetke statoskih (a) i akcijskih rotorskih profila (b)

I za statorsku i za rotorsku rešetku lopatica, srednji tlak na konkavnoj površini profila je bitno veći nego na leđima lopatice. Integrirajući projekcije na smjer obodne brzine sila tlaka na površinu lopatice moguće je odrediti obodnu silu koja djeluje na rotorsku lopaticu, R_u . Koristeći linije raspodjele tlaka, mogu se međusobno razdvojiti područja konfuzorskog i difuzorskog strujanja na površini profila. Ako tlak opada u smjeru strujanja (i brzine raste), tada je tu konfuzorsko područje; ako je obrnuto tada je tu difuzorsko područje. Kod tokova koji se ubrzavaju (u konfuzorskom području), debljina graničnog sloja (i δ_{konk} i δ_{konv}) raste polagano, dok u difuzorskom području debljina graničnog sloja raste puno intenzivnije, slika 3.22, što ima za posljedicu u ponekim slučajevima zaustavljanje toka na leđima lopatice u tom području. Zaustavljanje toka ima za posljedicu formiranje vrtloga koji se periodički odcjepljuju i odnose iza rešetke lopatica. Formiranje vrtloga zahtijeva određenu količinu energije, tako da rešetke lopatica kod kojih postoji sklonost stvaranju područja stagnacije toka imaju tipično visoke koeficijente gubitaka energije. Da bi se izbjegla pojava područja stagnacije, statorske i rotorske rešetke se konstruiraju tako da osiguravaju konfuzorski tip toka duž čitavog konveksnog i konkavnog dijela profila. Izuzetak je malo područje na izlaznom dijelu leđa lopatica (kod aksijalnih rešetki), gdje je tok difuzorskog tipa i debljina graničnog sloja raste intenzivno.



Slika 3.22 Shematski prikaz raspodjele graničnog sloja preko profila lopatica:
a) kontinuirani tok, b) sa zaustavljanjem toka na leđima lopatice

Gubitak izlaznog brida ζ_{ibr} povezan je s vrtložnošću iza bridova profila i s iznenadnom ekspanzijom toka iza njih. Kako tok napušta izlazni brid i odvaja se, on formira vrtloge koji se periodički odcjepljuju niz struju. Granični slojevi i vrtlozi koji napuštaju konturu profila formiraju tzv. vrtložni trag iza bridova lopatica u kojem, kako je zapaženo, parametri toka bit će bitno neuniformni, tj. postoje oscilacije u veličini i smjeru vektora brzine, statičkog tlaka, itd. Najveće neuniformnosti parametara se zamjećuju upravo iza brida. Niz tok, širina vrtložnog traga raste zbog međusobnog djelovanja s glavnim tokom, polje brzine postaje sve

manje i manje neuniformno, i srednja vrijednost statičkog tlaka toka raste. Nakon izjednačavanja parametara u vrtložnom tragu, srednja vrijednost brzine toka opada, i stoga, gubici energije u toku rastu.

Gubitak izlaznog brida u rešetki uglavnom je određen omjerom debljine izlaznog brida profila i veličine grla rešetke na izlazu. Za statorske rešetke reakcijskog tipa, gubitak izlaznog brida može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\zeta_{ibr} = 0,18\Delta_{1br}/O_1 \quad (3.74)$$

Gubitak udarnog vala povezan je s pojavom udarnih valova koji mogu nastati tokom strujanja na izlazu iz rešetke kod nadzvučnih i podzvučnih brzina. Udarni valovi tokom strujanja mogu djelovati na granični sloj na profilu, uvjetujući njihovo zadebljavanje i ponekad odvajanje, što ima za posljedicu povećanje gubitaka energije u rešetki. Osim toga, disipacija energije koja se očekuje u udarnim valovima može također povećati gubitke energije u rešetki lopatica. Gubitak energije zbog udarnih valova rastu s porastom Machovog Ma broja strujanja u rešetki.

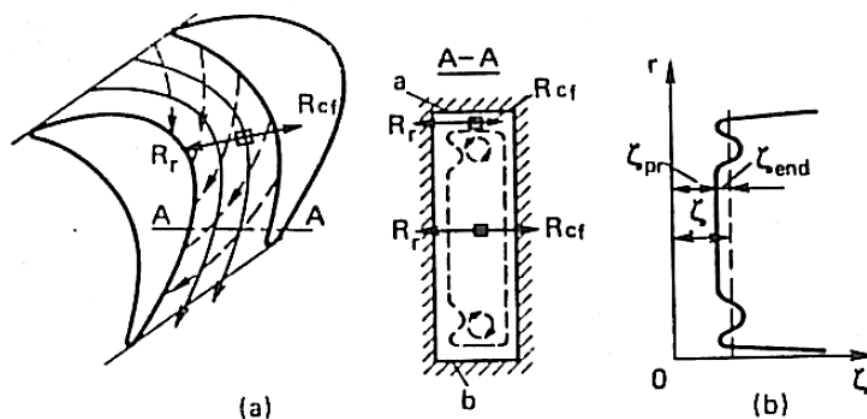
Gubici ruba (kraja lopatica) u rešetkama lopatica su povezani s određenim pojavama koje se zamjećuju u tokovima uz vrhove lopatica i određuju se kao razlika između ukupnih i profilnih gubitaka energije u rešetki (jednadžba (3.72)):

$$\zeta_{rub} = \zeta - \zeta_{pr}$$

Ta pojava, koja se naziva sekundarno strujanje, uvjetovana je promjenom gradijenta tlaka u kanalu rešetke, nastajanjem graničnog sloja na rubnim stijenkama kanala i graničnim slojem na leđima profila. Sekundarni tokovi mogu se pojaviti u područjima do rubnih površina a i b kanala rešetke, slika 3.23. Kao što je poznato, gradijent tlaka koji djeluje poprečno na jezgru toka (izvan graničnog sloja) i pojavljuje se zbog krivolinijskog strujanja, prenosi se u granični sloj na rubnim površinama. Čestice u tom sloju, koje su, zbog svojih malih brzina pod djelovanjem relativno malih centrifugalnih sila, poprimaju poprečnu komponentu brzine pod djelovanjem tog gradijenta tlaka.

To stvara vrtložnost u graničnom sloju uz rubnu površinu i dolazi do toka u smjeru od konkavne površine k leđima narednog profila. Međusobno djelovanje dva granična sloja, glavnog i graničnog sloja uz rubnu površinu koji struji po dužini leđa, uvjetuje zadebljanje

graničnog sloja. Uz rubne površine kanala lopatica stoga imamo vrtložno strujanje i zamjećuje se sekundarni vrtlog.

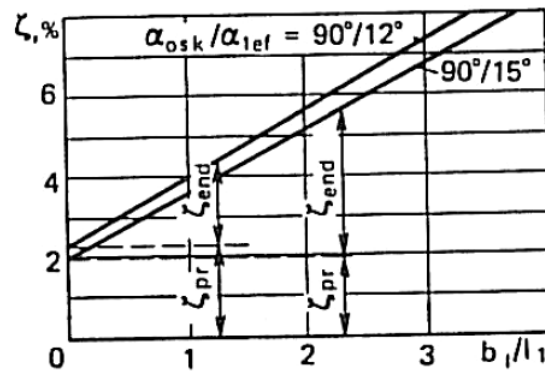


Slika 3.23 Sekundarno strujanje u rešetkama lopatica:
a) shematski prikaz sekundarnog toka uz rubnu površinu kanala lopatica,
b) raspodjela lokalnih koeficijenata gubitaka energije po visini lopatice

Promjena lokalnih koeficijenata gubitaka energije po visini lopatice, što je prikazano na Slika 3.23b, pokazuje da gubici energije rastu kako se približava krajevima (vrhovima) lopatica. Slika također prikazuje profilne gubitke energije koji su jednaki lokalnim gubicima energije na srednjem dijelu lopatice, i gubitke na rubu koji su jednaki ukupnoj vrijednosti gubitaka po visini lopatice umanjenoj za profilne gubitke. Priroda sekundarnih strujanja i raspodjela gubitaka energije se ne mijenja kako se visina lopatica umanjuje do određene vrijednosti. Kod lopatica s relativno malom visinom krivulje, promjene gubitaka uz krajeve lopatice se iskrivljuju zbog spajanja sekundarnih strujanja uz gornju i donju rubnu površinu. Stoga, gubici energije ruba rastu sa smanjenjem visine lopatica i intenzitet njihovog rasta je veći kod relativno kraćih lopatica, tj. kada se sekundarno strujanje susreće na oba kraja lopatice.

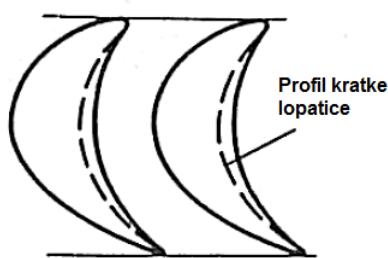
Slika 3.24 prikazuje ovisnost gubitaka energije o omjeru $b_1/l_1 = 1/\bar{l}_1$ za ravninsku rešetku statorskih lopatica tip S-90-12A i S-90-15A; slika također prikazuje podjelu koeficijenta ζ ukupnih gubitaka energije na komponente ζ_{pr} i ζ_{rub} . Kako $1/\bar{l}_1$ raste, gubici ruba rastu linearno ako utjecaj sekundarnih strujanja nije pribrojen. Poslije njihovog pribrajanja, gubici ruba rastu puno intenzivnije.

Zbog toga su gubici energije veći kada je relativna visina statorskih i rotorskih lopatica manja. Iz tog razloga, strujni dio turbinskih stupnjeva treba biti konstruiran sa zadovoljavajućom relativnom visinom lopatica.



Slika 3.24 Gubici energije u statrorskoj rešetki sastavljenoj od profila S-90-12A i S-90-15A u ovisnosti o relativnoj visini lopatice

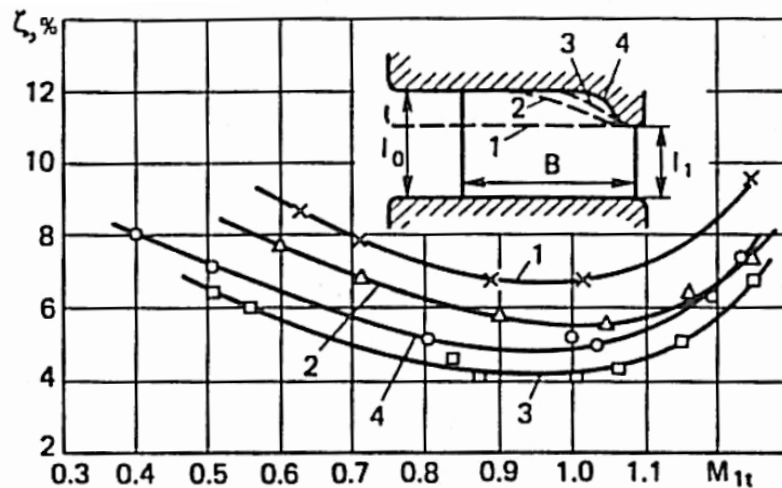
Uz relativnu visinu, na gubitke ruba u rešetkama lopatica mogu utjecati i ostali parametri: kut zakreta $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_{1sk} + \beta_{2ef})$ za koji je rešetka konstruirana; relativni korak t ; oblik profila; kut vektora brzine na ulazu u rešetku; Machov Ma i Reynoldsov Re broj. Gubici ruba mogu se mijenjati pod djelovanjem tih faktora zbog promjene gradijenta tlaka u smjeru od konkavne površine k leđima lopatice i promjene debljine graničnog sloja na rubovima površina i leđima profila, specijalno u difuznom području na izlazu iz rešetke. Npr., porast kuta zakretanja toka u rešetki ima za posljedicu veći gradijent tlaka između konkavne površine i leđa profila, i zbog toga, veće gubitke ruba. Kod visokih podzvučnih brzina u rešetkama lopatica s konvergentnim kanalima, porast Machovog broja uvjetuje stanjivanje graničnih slojeva i u skladu s tim smanjenje gubitaka energije ruba. Slično porast Reynoldsovog broja (u područjima njegovih nižih vrijednosti) snizuje gubitke ruba.



Slika 3.25 Profili akcijskih lopatica male visine u usporedbi s lopicama velike i srednje visine

Da bi se smanjili gubici ruba provode se specijalne mjere kod profiliranja kratkih lopatica. Kod rešetki akcijskog tipa s kratkim lopicama, kanali koje one čine, izvide se češće kao divergentno-konvergentni nego s konstantnim presjekom (slika 3.25). Zbog velike divergencije na izlaznom dijelu kanala, granični sloj na leđima lopatice postaje tanji, što ima za posljedicu niže gubitke energije ruba.

Kod rešetki statorskih lopatica male visine, gubici ruba se smanjuju pomoću meridionalnog profiliranja lopičnih kanala. To profiliranje statorske rešetke za četiri različita oblika (1 - 4) periferne meridionalne konture lopatice prikazano je na slici 3.26.



Slika 3.26 Koeficijent gubitaka u statorskoj rešetki s $\bar{l}_1 = 0,5$ i $\Delta l = 0,33l_1$, u ovisnosti o Ma i obliku meridionalne konture kanala lopatica

Porast visine lopatice na početnom dijelu kanala ($l_0 > l_1$) ima za posljedicu smanjenje brzine, i zbog toga, smanjenje poprečnog gradijenta tlaka i sekundarnih strujanja; ta određena konvergencija toka u području zakošene sekcije ima za posljedicu manje debljine graničnih slojeva na površinama lopatica i, u skladu s tim, manje gubitke ruba u rešetki. Meridionalno profiliranje može smanjiti gubitke u statorskoj rešetki za 1 do 3% kod relativnih visina $\bar{l}_1 = 0,2$ do $0,5$. Uz upotrebu meridionalnog profiliranja na izlazu kod prstenaste statorske rešetke, moguće je smanjiti gradijent statičkog tlaka po visini lopatica u prostoru između statorskih i rotorskih lopatica.

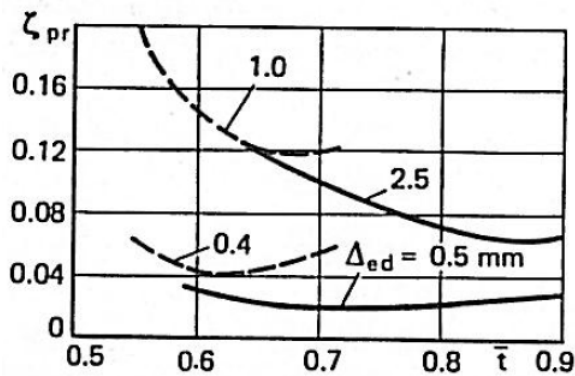
Kada su bile analizirane komponente gubitaka energije u rešetki lopatica, parcijalno je analiziran utjecaj određenih geometrijskih i strujnih parametara na gubitke energije. Sada će biti provedena analiza ovisnosti ukupnih gubitaka energije o osnovnim geometrijskim i strujnim parametrima.

3.5.2. Utjecaj relativne visine

S promjenom relativne visine lopatica, ukupni gubici energije u rešetki lopatica ovise o promjeni gubitaka ruba. Ta relacija je prikazana na slici 3.24.

3.5.3. Utjecaj relativnog koraka profila u rešetki

S promjenom relativnog koraka \bar{t} rešetke koja se sastoji od jednakih profila, sve komponente gubitaka energije, tj. i profilni gubici i gubici ruba, se mijenjaju, slika 3.27. Veličina relativnog koraka koja odgovara minimalnim gubicima energije u rešetki naziva se optimalni korak \bar{t}_{opt} .



Slika 3.27 Koeficijent gubitaka energije u ovisnosti o relativnom koraku i debljini izlaznog profila brida lopatice:

----- - profil C-90-15A, $b_1 = 50$ mm

----- - profil P-30-21A, $b_2 = 25$ mm

vrijednosti povisuje gubitak ruba zbog smanjenja grla kanala i samim time povećanja relativne debljine izlaznog brida (3.74). U tom slučaju, gubitak trenja raste zbog neoptimalne raspodjele tlaka preko profila i smanjenja površine poprečnog presjeka strujanja u kanalu izvan graničnog sloja. Smanjenjem relativnog koraka, gubitak ruba opada zbog manjeg gradijenta tlaka u kanalu između konkavne površine i leđa profila.

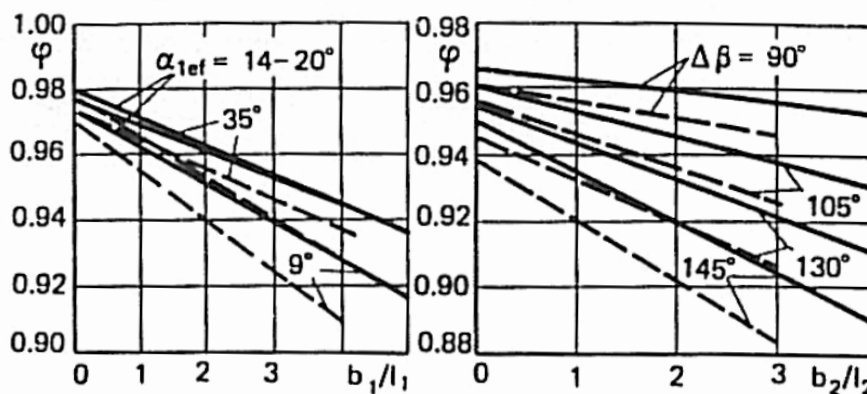
Kod rešetki akcijskog tipa, promjene relativnog koraka imaju intenzivniji utjecaj na gubitke energije nego kod rešetki reakcijskog tipa. Ta činjenica se može istražiti pažljivom promjenom oblika lopatičnih kanala kod akcijskih rešetki.

3.5.4. Utjecaj kuta zakreta toka u rešetki

I profilni gubici i gubici ruba ovise o kutu zakreta toka, tj. o $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_{1sk} + \beta_{2ef})$ za rotorske lopatice i o $\Delta\alpha = 180^\circ - (\alpha_{0sk} + \alpha_{1sk})$ za statorske lopatice. Uz velike kuteve zakreta i u skladu s tim male izlazne kuteve α_1 i β_2 , dužina kose sekcije u lopatičnom kanalu raste, kao i relativna debljina izlaznog brida (budući da veličina grla kanala se smanjuje). Velika dužina kosog presjeka rešetke uvjetuje povećanje debljine graničnog sloja na leđima lopatice i samim time i povećanje gubitka trenja, dok velika relativna debljina izlaznog brida ima za posljedicu povećanje gubitka energije izlaznog brida. Veliki kut zakreta također povećava gubitak ruba zbog povećanja gradijenta tlaka u kanalu rešetke između konkavne površine i leđa lopatice.

Porast relativnog koraka preko \bar{t}_{opt} mijenja oblik lopatičnih kanala i u skladu s tim raspodjelu tlaka preko profila lopatice. To produženje kose sekcije i divergencije izlaznog dijela leđa lopatice ima za posljedicu povećanje gubitka trenja u rešetki. Zbog toga, porast \bar{t} prouzrokuje veći gradijent tlaka u kanalu između konkavne površine jedne lopatice i leđa susjedne, i time i porast gubitaka ruba. Smanjenje relativnog koraka \bar{t} ispod optimalne

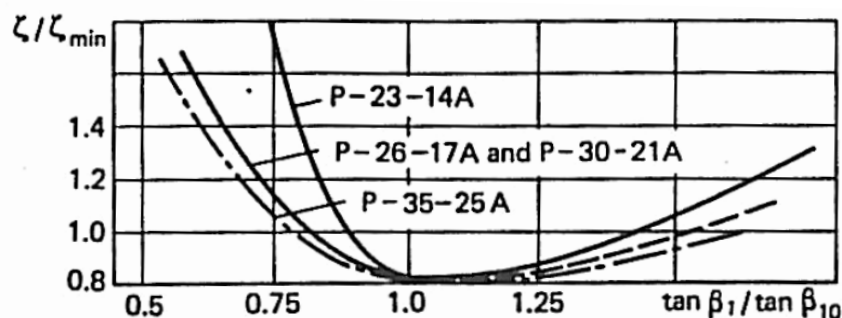
Zbog toga, uz porast kuta zakreta toka u rešetki lopatica, ukupni gubici energije u rešetki rastu, a koeficijenti brzine opadaju, slika 3.28. Krivulje prikazane na slici 3.28 mogu se koristiti kod približnih proračuna turbinskih stupnjeva.



Slika 3.28 Koeficijent brzine za rešetke statoskih i rotorskih lopatica u ovisnosti o omjeru b/l i kutu zakreta toka u rešetki

3.5.5. Utjecaj ulaznog kuta toka

Promjene režima rada turbinskog stupnja uvjetuju promjene ulaznog kuta toka u rešetku statoskih lopatica, α_0 , i rešetku rotorskih lopatica β_1 , što dalje ima za posljedicu promjenu raspodjele tlaka (kao također i brzina) po profilu, koja ima odlučujući utjecaj na stvaranje graničnog sloja na profilu, i stoga, na gubitke energije u rešetki. Kao što se može pokazati eksperimentalno, minimalni gubici u rešetki lopatica dobivaju se kada se ulazni kutevi podudaraju s kutem skeletnice na ulaznom bridu. Za rotorske lopatice s $\beta_{1sk} > 90^\circ$, ulazni kut β_{10} odgovarat će minimalnim gubicima ako je u području $[\beta_{1sk} + (2 - 6^\circ)] > \beta_{10} > \beta_{1sk}$. Uz ulazni kut β_{10} manji od optimalne vrijednosti β_{10} gubici energije rastu značajnije nego kada ulazni kut raste preko optimalne vrijednosti, slika 3.29.



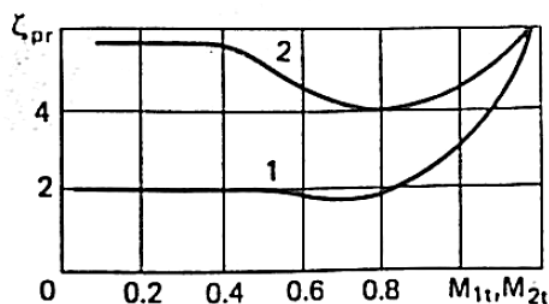
Slika 3.29 Gubici energije u akcijskoj rešetki u ovisnosti o ulaznom kutu toka

Promjena ulaznog kuta u rešetku lopatica uvjetuje promjenu dijagrama raspodjele tlaka po profilu u području ulaznog brida. Uz ulazne kuteve ispod optimalnih, stvara se na leđima

profila područje s povećanim brzinama, iza kojeg slijedi difuzorski dio, slika 3.21, koji može uvjetovati zastoj toka uz ulazni brid kod bitnog odstupanja ulaznog kuta, i stoga, porast profilnih i rubnog gubitka energije. Kod ulaznih kuteva ispod optimalnih, slična područja s povećanim brzinama i difuzorskim dijelovima iza njih nastaju na konkavnoj površini na strani ulaznog brida, slika 3.22. U tom slučaju, ipak, zastoj toka može se očekivati samo kod velikih odstupanja ulaznog kuta od optimalne vrijednosti.

3.5.6. Utjecaj Machovog broja Ma na izlazu iz rotorske rešetke

Uz Machove brojeve $Ma < 0,4$, i profilni i rubni gubici energije u konvergentnim kanalima rešetki lopatica ne ovise o Ma broju. Uz $Ma > 0,4$, utjecaj kompresibilnosti radnog fluida postaje značajniji, tako da u području $0,4 < Ma < Ma_{kr}$ (Ma_{kr} je minimalni Ma broj na izlazu iz rešetke kod kojeg se mogu očekivati nadzvučne brzine na leđima profila), gubici energije rastu s porastom Ma broja zbog značajne promjene gradijenta tlaka duž toka (konvergentnost toka raste); kod brzina $Ma > Ma_{kr}$, gubici energije su uvjetovani u značajnoj mjeri s promjenom gubitaka energije valova što je povezano s pojavom udarnih valova u toku na leđima profila kod $Ma_{kr} < Ma < 1,0$ i iza izlaznog brida kod $Ma < 1,0$, slika 3.30.



Slika 3.30

Profilni gubici u ovisnosti o Ma broju:

1 – statorka rešetka C-90-15A ($\alpha_{1ef} = 12^\circ$),

2 – akcijska rotorska rešetka P-30-21A

3.5.7. Utjecaj Reynoldsovog broja Re na izlazu iz rešetke s podzvučnim brzinama

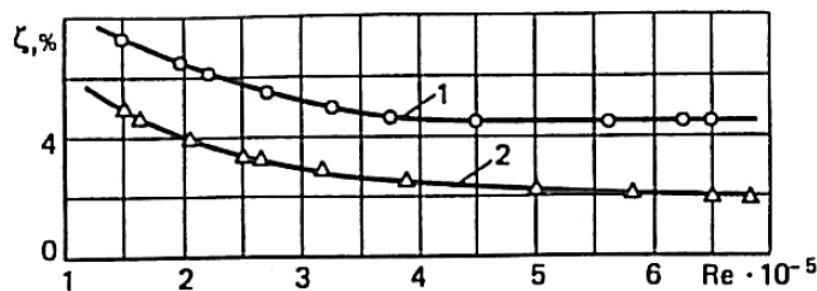
Reynoldsov broj Re određuje uvjete strujanja u graničnom sloju na profilu lopatice i gubitak trenja u tom sloju. Kod nižih Re brojeva, strujanje u graničnom sloju je laminarno; s porastom Re , strujanje postaje turbulentno. Za glatke površine turbinskih lopatica, gubici energije opadaju s porastom Re broja po jednadžbi $\zeta = A Re^{-m}$; njihovo opadanje je puno intenzivnije kod laminarnog toka ($m = 0,5$) nego kod turbulentnog toka ($m \cong 0,14$ do $0,20$). Za turbinske lopatice s hrapavim površinama i kod $Re = 3 \cdot 10^5$ do 10^7 , gubici energije u

rešetkama lopatica su neovisni o Re , tj. ovdje se zamjećuje tzv. *self-similarity* strujanje u rešetkama u tom području. Minimalni Reynoldsov broj kod kojeg se pojavljuje *self-similarity* strujanje Re_{ss} ovisi o relativnoj hrapavosti površine h/b (omjer visine hrapavosti h i dužine tetive profila b). Za praktički glatke lopatice, $Re_{ss} \cong 10^7$; kod $h/b \cong 0,001$, $Re \cong 10^5$. Za turbinske lopatice, Re_{ss} je obično jednak 3 do $5 \cdot 10^5$.

Gubici energije u područjima sa znatnom hrapavošću površina (područja *self-similarity* strujanja) ovise o relativnoj hrapavosti. Gubici trenja u rešetkama s profilima turbinskih lopatica zbog relativne hrapavosti mogu se odrediti prema jednadžbi:

$$\zeta_r = 0,19(h/b)^{0,251} \quad (3.75)$$

Uvjeti strujanja u statorkim i rotorskim lopaticama većine turbinskih stupnjeva, s obzirom na Re broj, su obično u području *self-similarity* strujanja. Zbog toga je bitna što niža hrapavost za efikasan rad tih stupnjeva. Rešetke lopatica u posljednjim stupnjevima turbina mogu raditi pod uvjetima da je $Re < Re_{ss}$, pa zbog toga proračuni tih stupnjeva moraju uzeti u obzir utjecaj Reynoldsovog broja, slika 3.31.



Slika 3.31 Utjecaj Re broja na profilne gubitke:
1 – za akcijsku rešetku,
2 – za statorske rešetke

Uvjeti strujanja u graničnim slojevima mogu biti pod utjecajem stupnja turbulencije toka, E_0 . Uz porast E_0 od 0 na 10%, profilni gubici energije u rešetki lopatica porastu 1,5 do 2 puta.

3.6. Rad rešetke turbinskih lopatica uz promjenjive uvjete rada. Ekspanzija u kosom području rešetke

3.6.1. Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s konvergentnim kanalima

Ovdje će biti provedena analiza promjene masenog protoka pare kroz rešetku lopatica s konvergentnim kanalima, npr., kod statorske rešetke uz promjene tlaka pare na njenom ulazu i izlazu. Ako se u tom slučaju tlak iza rešetke mijenja, dok zaustavni tlak ispred rešetke ostaje

nepromijenjen, maseni protok kroz statorsku rešetku u slučaju promjene tlaka iza nje može se odrediti prema jednadžbi (3.29) napisanoj u sljedećem obliku:

$$\left(\frac{G}{G_{kr}}\right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} - \varepsilon_{kr}\right)^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1$$

U tom slučaju kritični maseni protok kroz statorsku rešetku se ne mijenja.

Ako se mijenja tlak ispred statorske rešetke, maseni protok se može odrediti pomoću jednadžbi (3.29) i (3.27) napisanih za stvarni maseni protok uz uzimanje u obzir koeficijenta protoka μ_1 , u sljedećem obliku:

$$G_{kr} = \mu_1 \kappa F_1 \sqrt{p_{0*}/v_{0*}}$$

Zbog pogodnosti, poželjno je prethodne dvije jednadžbe spojiti u jednu. Zbog toga se uvode sljedeće veličine stanja:

- p_{0s*} je maksimalni (fiksni) zaustavni tlak ispred statorskih lopatica;
- p_{0*} je trenutni zaustavni tlak kod bilo kojeg režima rada; on se može mijenjati od 0 do p_{0s*} ;
- p_1 je statički tlak iza statorskih lopatica koji se može mijenjati od 0 do p_{0*} ;
- G_{kr} je kritični maseni protok kroz statorsku rešetku kod tlaka p_{0*} ispred rešetke;
- G_{skr} je maksimalni kritični maseni protok (fiksni) kroz statorsku rešetku kod tlaka p_{0s*} ispred rešetke;
- i G je trenutni maseni protok kroz rešetku.

Koristeći jednadžbu (3.27), može se odrediti omjer kritičnih masenih protoka G_{kr}/G_{skr} uz konstantni koeficijent protoka μ_1 :

$$G_{kr}/G_{skr} = \sqrt{\frac{p_{0*} v_{0s*}}{p_{0s*} v_0}}$$

Ako entalpija h_0 ispred statorske rešetke nije konstantna, tada:

$$\frac{G_{kr}}{G_{skr}} = \frac{p_{0*}}{p_{0s*}} \sqrt{\frac{T_{0s*}}{T_{0*}}}, \quad (3.76)$$

tj. kritični maseni protok kroz statorsku rešetku je direktno proporcionalan sa zaustavnim tlakom ispred rešetke i obrnuto proporcionalan s kvadratnim korijenom iz zaustavne temperature ispred nje.

Ako se para prigušuje ispred statorske rešetke, tada $h_{0*} = konst.$, $p_{0*}v_{0*} = p_{0s*}v_{0s*}$ i $T_{0*} = T_{0s*}$. Stoga:

$$\frac{G_{kr}}{G_{skr}} = \frac{p_{0*}}{p_{0s*}}, \quad (3.76a)$$

tj. u tom slučaju kritični maseni protok kroz statorsku rešetku je direktno proporcionalan tlaku ispred nje. Jednostavnom transformacijom, jednačba (3.29) može se reducirati u sljedeći oblik:

$$\left(\frac{G}{G_{skr}} \frac{G_{skr}}{G_{kr}} \right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{p_{0s*}} - \frac{p_{0*}}{p_{0s*}} \varepsilon_{kr} \right)^2}{\left(\frac{p_0}{p_{0s*}} \right)^2 (1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1.$$

Režim rada kod konvergentnih statorskih rešetki može biti okarakteriziran s tri bezdimenzionalna parametra koji mogu biti označeni kako slijedi: $\varepsilon_1 = p_1/p_{0s*}$ - relativni tlak iza rešetke; $\varepsilon_0 = p_{0*}/p_{0s*}$ - relativni tlak ispred rešetke; i $q = G/G_{skr}$ - relativni maseni protok kroz statorsku rešetku.

Koristeći te oznake i jednačbu (3.76) dobiva se :

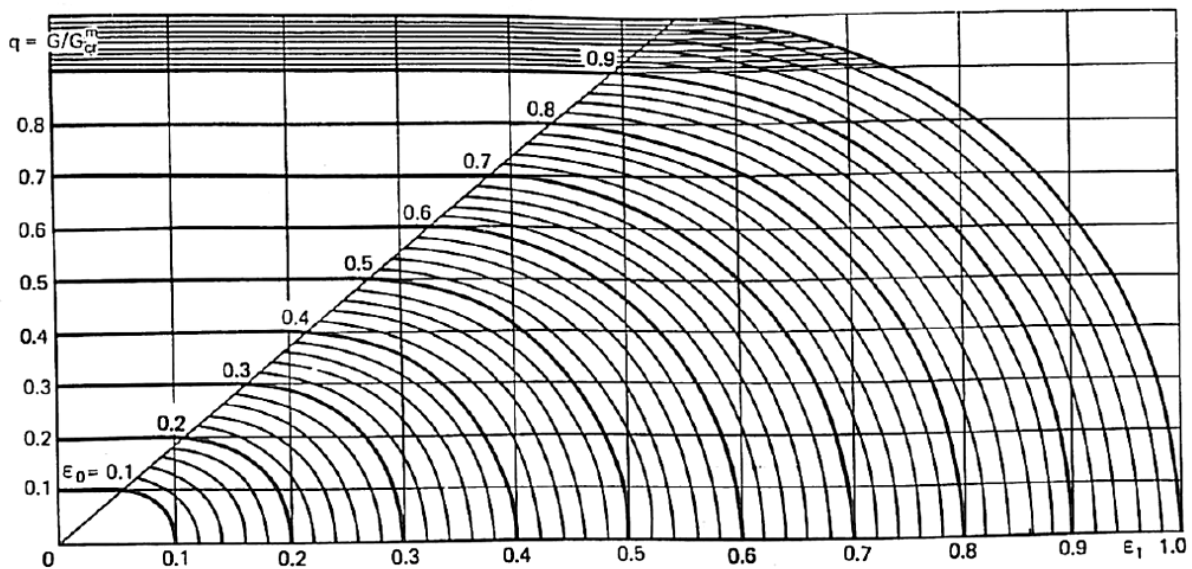
$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0} \right)^2 \frac{T_{0*}}{T_{0s*}} + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_{kr})^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1.$$

ili uz $T_{0*} = T_{0s*}$,

$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0} \right)^2 + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_{kr})^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1. \quad (3.77)$$

Ta relacija je principijelna jednačba za računanje promjenjivih režima rada u konvergentnim statorskim rešetkama. Jednačba opisuje familiju elipsi u koordinatama ε_1 , q s parametrom ε_0 za svaku krivulju. Centri elipsi imaju koordinate $q_c = \varepsilon_0$; $\varepsilon_{1c} = \varepsilon_0 \varepsilon_{kr}$, i poluosi imaju dimenzije ε_0 duž ordinate i $\varepsilon_0(1 - \varepsilon_{kr})$ duž apscise. Stvarno strujanje u statorskoj rešetki je opisano samo desnim granama elipsi, tj. jednačbe (3.77) je primjenjiva za $\varepsilon_1 > \varepsilon_0 \varepsilon_{kr}$. Kod vrijednosti $\varepsilon_1 < \varepsilon_0 \varepsilon_{kr}$, maseni protok kroz statorsku rešetku je kritičan, tj. $(q/\varepsilon_0)^2 = 1$. Familija elipsi (jednačba 3.77) i pravaca ($q = \varepsilon_0$) nacrtanih u koordinatama q , ε_1 zove se mreža masenih protoka ili nomogram i prikazan je na slici 3.32. Mreža je grafička korelacija između tri bezdimenzionalna parametra: relativnog masenog protoka q , relativnog tlaka iza

rešetke ε_1 , i relativnog tlaka ispred nje, ε_0 . Ona omogućuje proračunavanje promjenjivih režima rada u konvergentnim statorskim i rotorskim rešetkama. U posljednjem slučaju tlak p_{0*} zamjenjuje se zaustavnim tlakom ispred rotorske rešetke pri relativnom strujanju, p_{1w*} , i tlak p_1 se zamjenjuje tlakom iza rotorske rešetke p_2 .



Slika 3.32 Mreža relativnih masenih protoka kroz konvergentne kanale lopatica ($\varepsilon_{kr} = 0,546$)

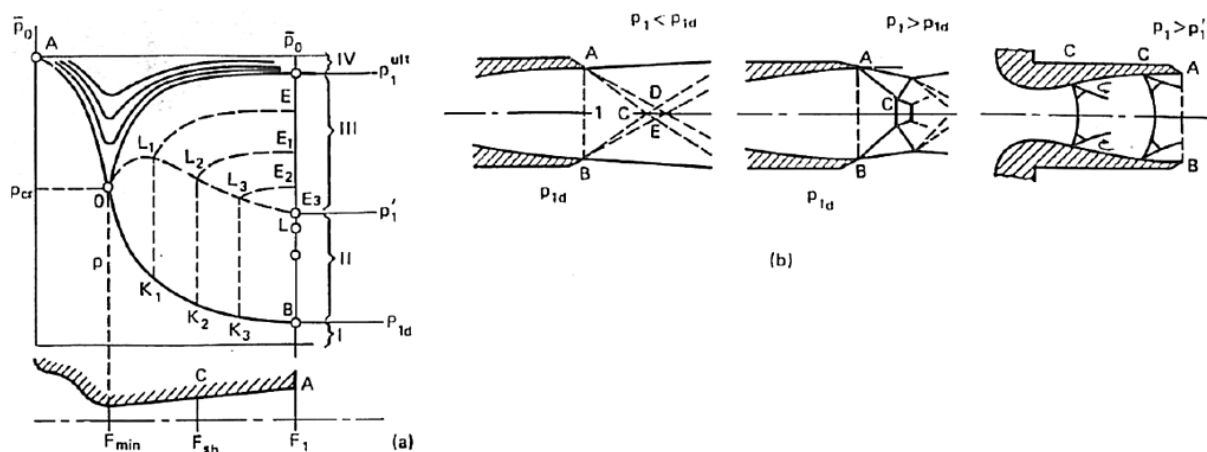
Mreža na slici 3.32 nacrtana je za pregrijanu paru ($\kappa = 1,3$) uz kritični omjer tlakova $\varepsilon_{kr} = 0,546$ koji odgovara izentropskom strujanju u rešetkama. Kao što je poznato, kritični omjer tlakova stvarnog strujanja (zbog sila trenja) je niži nego teorijska vrijednost, ali mreža za maseni protok dana na slici 3.32 može se koristiti za proračune stvarnih strujanja bez unošenja većih grešaka.

Treba naglasiti da radni uvjeti uz isti Ma broj na izlazu iz rešetki s konvergentnim kanalima i različitim vrijednostima ε_0 , na mreži masenih protoka odgovaraju točkama koje leže na pravcima koji prolaze kroz ishodište koordinata. Zaista, za radne uvjete s $Ma = konst.$ i neku vrijednost ε_0 , zahtijeva se da je $p_1/p_0 = konst.$ ili $(p_1/p_{0s*})(p_{0s*}/p_{0*}) = konst.$, tj. $\varepsilon_1 = \varepsilon_0 \cdot konst.$, ali $q = \varepsilon_0 G/G_{kr}$. Za $Ma = konst.$, omjer G/G_{kr} je konstantan, i stoga $q = \varepsilon_1 \cdot konst.$ Posljednja jednadžba je jednadžba pravca koji prolazi kroz ishodište koordinata. Npr., svi radni režimi s tlakom na izlazu iz statorske rešetke koji je jednak kritičnom ($Ma = 1,0$) opisani su pravcima koji u mreži odvajaju područje s podzvučnim režimima (mreža elipsi) i područje kritičnih masenih protoka (mreža pravaca).

Koristeći mrežu masenih protoka, može se pronaći bilo koji treći parametar (q , ε_1 , ili ε_0) ako su ostala dva poznata.

3.6.2. Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s divergentnim kanalima

Kako je već ranije bilo rečeno, u izlaznim presjecima divergentnih kanala statorsche rešetke (De Lavalova sapnica) moguće je postići nadzvučne brzine. Takve statorsche rešetke mogu biti okarakterizirane s tzv. proračunskim režimom rada pri kojem tlak kontinuirano opada niz tok, dok brzina kontinuirano raste, slika 3.6 ,i postiže na izlazu svoju proračunsku vrijednost koja je određena omjerom površine minimalnog poprečnog presjeka F_{min} i površine izlaznog presjeka F_1 kanala. Taj omjer površina F_{min}/F_1 odgovara proračunskom omjeru tlaka iza statorsche rešetke i zaustavnog tlaka ispred nje, p_{1d}/p_{0*} , slika 3.33a. U slučaju proračunskih uvjeta strujanja, brzina u minimalnom poprečnom presjeku je kritična, c_{kr} (ako se zanemari trenje na stijenama kanala) i brzina na izlaznom presjeku funkcija je omjera površina, $\frac{c_{1t}}{c_{kr}} = f\left(\frac{F_{min}}{F_1}\right)$ (pretpostavljajući da je strujanje izentropsko).



Slika 3.33 Promjenjivi uvjeti rada divergentne De Lavalove sapnice:
a) raspodjela tlaka duž osi sapnice,
b) struktura valova u toku na izlazu iz sapnice uz različite uvjete rada

Sada će biti provedena analiza kako se mijenja raspodjela tlaka duž kanala kada omjer tlakova p_1/p_{0*} odstupa od proračunske vrijednosti p_{1d}/p_{0*} . Pretpostavlja se da je $p_{0*} = konst.$ i da se p_1/p_{0*} mijenja zbog promjene p_1 .

U slučaju kada je $p_1 < p_{1d}$, promjene tlaka ne mogu se prenositi uzvodno u kanalu, budući da se poremećaji u nadzvučnom toku šire duž ekspanzijskih valova koji nastaju u točkama A i B na izlazu iz kanala, slika 3.33b. Kroz ekspanzijske valove iza kanala, tok se širi prema gore i dolje od osi kanala. Stoga, raspodjela tlaka duž kanala u tom slučaju se ne mijenja i maseni

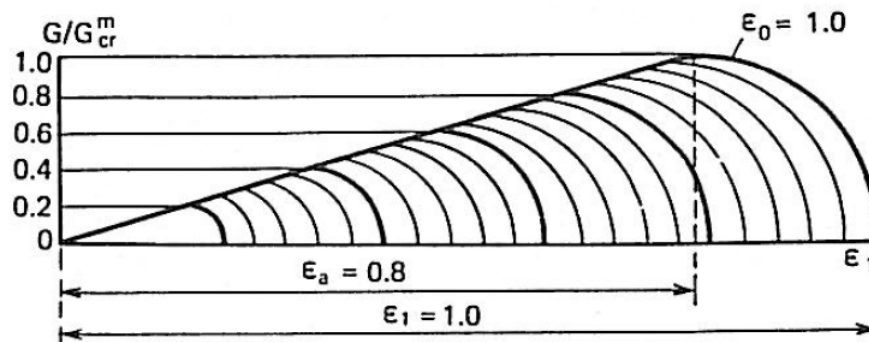
protok kroz kanal također ostaje nepromijenjen, budući da su parametri pare i brzina strujanja međusobno jednaki u bilo kojem presjeku kanala. Ta grupa uvjeta strujanja ($0 < p_1 < p_{1d}$) gdje se tlak mijenja kroz ekspanzijske valove iza kanala između vrijednosti p_{1d} (na izlazu iz kanala) i p_1 označena je s I, slika 3.33a.

Ako je tlak iza kanala veći od proračunske vrijednosti, tj. $p_1 > p_{1d}$, tlak u izlaznom presjeku II grupe uvjeta strujanja ($p_{1d} < p_1 < p'_1$) ostat će jednak proračunskom tlaku, i kosi udarni valovi će se širiti iz točaka A i B na izlazu iz kanala unutar toka, slika 3.33b, u kojem će tlak rasti od p_{1d} na p_1 . Raspodjela tlaka unutar kanala, kao i kod grupe I, ostat će na razini proračunskih vrijednosti i maseni protok se neće mijenjati.

Kod porasta tlaka iza kanala preko p'_1 , udarni valovi će se pojaviti u divergentnom dijelu kanala, slika 3.33b; raspodjela tlaka duž osi kanala neće se mijenjati do udarnog vala (OK_1 , OK_2 i OK_3 na Slika 3.33b); u kanalu kroz udarni val (npr. u presjeku C), tlak u toku će skokovito porasti s p_{K2} na p_{L2} , brzina strujanja iza udarnog vala postat će podzvučna i, zbog pada brzine, tlak duž osi kanala će rasti, slika 3.33b, npr. duž linije L_2E_2 . U toj III. grupi uvjeta strujanja, ($p'_1 < p_1 < p_{1ult}$), udarni valovi se šire od izlaznog presjeka prema grlu kanala kako tlak p_1 raste. Kod tlaka $p_1 = p_{1ult}$, udarni val se raspada prilikom širenja prema grlu kanala; u minimalnom poprečnom presjeku, brzine strujanja ostaju još kritične dok su u divergentnom dijelu kanala podzvučne brzine koje opadaju u pravcu izlaznog presjeka.

Kod tlaka $p_1 > p_{1ult}$, strujanje je podzvučno u svim presjecima kanala i on djeluje kao Venturijeva cijev. U IV grupi uvjeta strujanja ($p_{ult} < p_1 < p_{0*}$), promjena tlaka iza kanala uvjetuje promjenu raspodjele tlaka duž cijele dužine kanala, budući da se poremećaji toka u području iza kanala šire uzvodno brzinom zvuka koja premašuje brzinu strujanja u svakom presjeku kanala. U toj grupi uvjeta strujanja, maseni protok kroz kanal opada kako raste tlak p_1 , dok kod III. grupe maseni protok ostaje konstantan (kritični), budući da parametri strujanja i brzina u minimalnom poprečnom presjeku ostaju kritični.

Zakon promjene masenog protoka kod IV. grupe uvjeta strujanja o promjeni izlaznog tlaka u području $1 > (p_1/p_{0*}) > (p_{1ult}/p_{0*}) = \varepsilon_a$ opisan je uz dobru aproksimaciju pomoću eliptičke jednadžbe, tako da je moguće konstruirati mrežu masenih protoka za divergentne kanale, slika 3.34, slično kao i kod konvergentnih kanala.



Slika 3.34 Mreža masenog protoka za rešetku s divergentnim kanalima

Za divergentne statorske kanale mogu se koristiti isti bezdimenzionalni parametri $q = G/G_{skr}$, $\varepsilon_1 = p_1/p_{0s*}$ i $\varepsilon_0 = p_{0*}/p_{0s*}$ koji su povezani s eliptičkom jednačbom u uvjetima strujanja s nadkritičnim masenim protocima ($\varepsilon_1 > \varepsilon_0 \varepsilon_a$):

$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0}\right)^2 + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_a)^2}{\varepsilon_0(1 - \varepsilon_a)^2} = 1. \quad (3.78)$$

Jasno je da je ε_a za divergentne statorske kanale veći nego kritični omjer tlakova ε_{kr} i ovisi o omjeru površina F_{min}/F_1 :

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{kr} + (1 - \varepsilon_{kr}) \sqrt{1 - \left(\frac{F_{min}}{F_1}\right)^2} \quad (3.79)$$

Za režime s kritičnim masenim protocima kroz divergentne rešetke (grupe I do III), $\varepsilon_1 < \varepsilon_0 \varepsilon_a$, i, analogno kao kod konvergentne rešetke, jednačbe (3.78) može se zamijeniti s linearnom jednačbom $q = \varepsilon_0$.

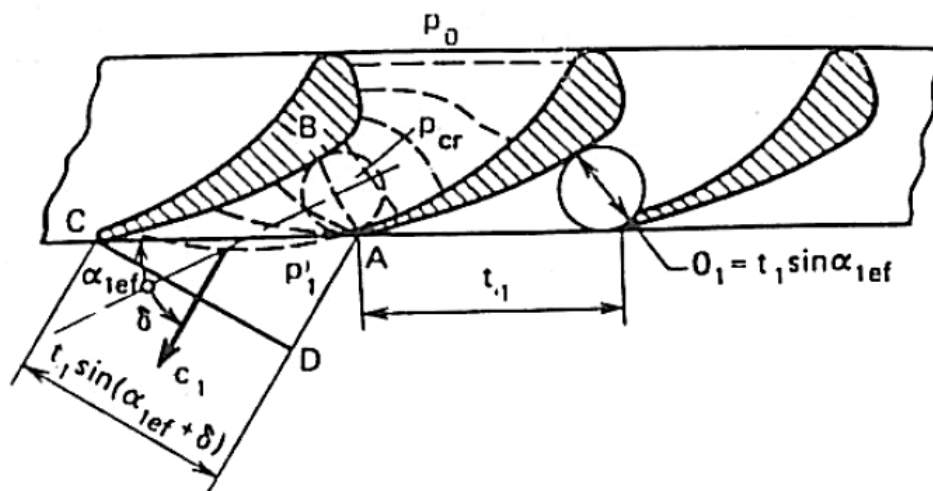
Treba se prisjetiti da se mreža masenog protoka za divergentne statorske kanale, kakva je prikazana na slici 3.34, može koristiti samo za statorske rešetke s omjerom površina $F_{min}/F_1 = 0,829$; za druge omjere površina, mora se konstruirati nova mreža, budući da svaki omjer F_{min}/F_1 ima odgovarajuću vrijednost ε_a .

Treba naglasiti da koeficijent protoka μ_1 kod divergentnih rešetki ostaje praktički konstantan pri različitim radnim režimima, budući da njegova vrijednost ovisi o nastajanju graničnog sloja u minimalnom poprečnom presjeku, tj. o procesima u konvergentnom dijelu kanala, koji su praktički konstantni za sve uvjete strujanja. Koeficijent brzine ovisi o procesima koji se zbivaju po cijeloj dužini statorskih kanala, a posebice u divergentnom dijelu. Veliki gubici energije mogu se pojaviti u slučajevima kada su udarni valovi locirani u divergentnom dijelu kanala, što često prouzrokuje zastoj toka uz stijenke kanala; iz tih razloga, koeficijenti brzine

za te uvjete su bitno niži nego za slučaj kada statorski kanali rade u proračunskom režimu kod kojeg su gubici energije minimalni, a koeficijent brzine maksimalan.

3.7. Ekspanzija toka u kosom području rešetke

Na slici 3.35 prikazani su kanali lopatica konvergentne statorske rešetke.



Slika 3.35 Ekspanzija toka u kosom području konvergentnog kanala statorske rešetke uz nadzvučne brzine toka na izlazu

Budući da je tok pare na izlazu iz statorskih lopatica turbinskog stupnja usmjeren pod malim kutem α_{1ef} prema vektoru obodne brzine rotorskih lopatica, statorski kanali imaju tzv. koso područje, tj. dio kanala koji se nalazi između površina AB, BC, AC i visine l_1 . Kod podzvučnih brzina strujanja na izlazu iz statorskih lopatica ($p_1 > p_{kr}$), ekspanzija toka se javlja u konvergentnom dijelu kanala prije presjeka AB dok se u kosom području ekspanzija ne očekuje (ako se zanemare neznatne nejednolikosti polja brzina poprečno i uzduž toka). Tlak u kosom području je jednak tlaku iza statorskih lopatica p_1 i brzina odgovara brzini c_1 . Uz fiksni tlak p_0 ispred statorske rešetke, kako tlak p_1 opada, brzina strujanja c_1 u minimalnom presjeku kanala AB će rasti. Ako tlak iza statorske rešetke postigne kritičnu vrijednost, u presjeku AB će se uspostaviti kritična brzina strujanja c_{kr} i kritični tlak p_{kr} . Uz daljnje smanjivanje tlaka p_1 iza statorske rešetke, brzina i tlak u presjeku AB ostat će kritični, budući da se promjene tlaka iza rešetke ne mogu prenijeti u kanalima uzvodno od presjeka AB. Doista, brzina širenja tlačnih valova jednaka je brzini zvuka i brzina toka u presjeku AB je također jednaka brzini zvuka, tako da se poremećaji koji nastaju iza rešetke ne mogu širiti natrag uzvodno od presjeka AB. Uz $p_1 < p_{kr}$ tlak u točki A opada naglo s p_{kr} na p_1 tako da točka A postaje izvor poremećaja. U kosom području, izobare će se podudarati sa sistemom linija koje se presijecaju u jednoj točki - Machove linije koje počinju iz točke A, budući da

se, kako je poznato, poremećaji tlaka u nadzvučnom toku šire duž ekspanzijskih valova, slika 3.35. Stoga, u kosom području, tok se ubrzava kroz ekspanzijske valove zbog ekspanzije s tlaka p_{kr} u minimalnom presjeku na tlak p_1 iza statorskih lopatica. Uz $c = a$, ekspanzijski val je okomit na tok i podudara se s linijama kritičnog tlaka u presjeku AB; uz $c > a$ ekspanzijski val zatvara kut $\theta = \arcsin(1/Ma)$ sa smjerom strujanja. Uz snop izobara koje nastaju iz točke A, čestice u kosom području bit će ne samo pod djelovanjem gradijenta tlaka u smjeru brzine toka, nego također i pod djelovanjem gradijenta tlaka u okomitom smjeru; prvi uvjetuje porast brzine čestica toka, a drugi promjenu smjera njihovog strujanja, tj. otklanja tok na veći kut α_1 . Stoga, brzina strujanja u kosom području raste do nadkritične te se ponekad tok otklanja za kut δ , slika 3.35.

Kut otklona toka δ zbog ekspanzije u kosom području može se odrediti uz korištenje jednadžbe kontinuiteta za presjeke AB i CD, slika 3.35:

$$G = \frac{\mu_1 F_{AB} c_{kr}}{v_{kr}} = \frac{\mu_1 F_{CD} c_{1t}}{v_{1t}}$$

Koristeći očigledne relacije:

$$F_{AB} = t_1 \sin \alpha_{1ef} l_1; \quad F_{CD} = t_1 \sin(\alpha_{1ef} + \delta) l_1,$$

dobiva se:

$$\frac{\sin(\alpha_{1ef} + \delta)}{\sin \alpha_{1ef}} = \frac{c_{kr} v_{1t}}{c_{1t} v_{kr}} \quad (3.80)$$

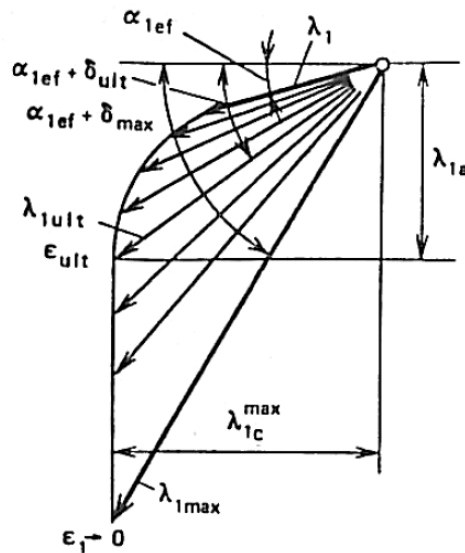
gdje su c_{kr} i v_{kr} kritična brzina i specifični volumen u presjeku AB, i c_{1t} i v_{1t} su brzina i specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke u slučaju izentropske ekspanzije toka. Jednadžba (3.80) može se koristiti za određivanje kuta otklona toka δ kod proračuna statorskih rešetki kada je tlak iza rešetke $p_1 < p_{kr}$. Kada se konstruiraju trokuti brzina za turbinski stupanj, vektor brzine c_1 je usmjeren pod kutem $\alpha_{1ef} + \delta$ prema vektoru obodne brzine rotorskih lopatica.

Ekspanzija toka u kosom području konvergentne rešetke lopatica može se dogoditi kod pada tlaka iza rešetke na određenu vrijednost p_{1ult} , tj. u tom slučaju može se reći da koso područje posjeduje određeni granični ekspanzijski kapacitet. Ultimativna ekspanzija se javlja kada je posljednji ekspanzijski val koji se širi od točke A raspoređen duž linije AC, tj. kut tog vala je jednak kutu vektora brzine c_1 : $\theta = \alpha_{1ef} + \delta_{ult}$. Uz porast tlaka iza statorske rešetke iznad p_{1ult} , ekspanzija toka će se dogoditi izvan kosog područja (npr., zbog porasta visine kanala

iza statorske rešetke). Unutar takvih uvjeta strujanja, raspodjela tlaka preko profila lopatice ostaje konstantna, i stoga, sila kojom lopatica djeluje na tok (jednadžba (3.38)) je također konstantna. Stoga, kod režima kada je $0 < p_1 < p_{1ult}$, promjena tlaka iza statorskih lopatica neće izazvati promjenu obodne komponente brzine (budući da se sila u obodnom smjeru kojom lopatica djeluje na tok ne mijenja), tj.:

$$c_{1c} = c_1 \cos(\alpha_{1ef} + \delta) = konst.$$

U tom slučaju aksijalna komponenta brzine $c_{1a} = c_1 \sin(\alpha_{1ef} + \delta)$ će rasti uz opadanje tlaka p_1 zbog ekspanzije toka u aksijalnom smjeru izvan kosog područja. Promjene brzina strujanja iza statorske rešetke zbog promjena tlaka p_1 iza rešetke s $p_1 = p_0$ na $p_1 = 0$ prikazane su na slici 3.36 kao hodograf brzina λ_1 .



Slika 3.36 Hodograf brzine ekspanzije toka u konvergentnom kanalu rešetke lopatice

U području ultimativnog ekspanzijskog kapaciteta kosog područja ($p_1 = p_{1ult}$), aksijalna komponenta brzine jednaka je brzini zvuka u toku iza rešetke:

$$c_{1a} = c_1 \sin(\alpha_1 + \delta_{ult}) = c_1 \sin \theta = c_1 \frac{1}{Ma_1} = a_1 \quad (3.81)$$

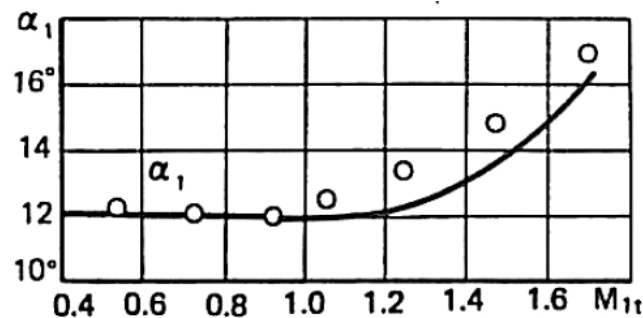
tj. $\lambda_{1a} = a_1/c_{kr}$. Otuda proizlazi jednadžba za ultimativni stupanj ekspanzije toka u kosom području:

$$\varepsilon_{ult} = \frac{p_{1ult}}{p_{0*}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} (\sin \alpha_{1ef})^{\frac{2}{\kappa + 1}} \quad (3.82)$$

Stoga, ultimativni stupanj ekspanzije ovisi o kutu α_{1ef} i svojstvima pare (ili plina).

Režimi rada statorsche rešetke kada se stupanj ekspanzije ε_1 mijenja od ε_{ult} do 0 odgovaraju ekspanziji toka izvan kosog područja i relativna brzina iza rešetke se mijenja od λ_{ult} do $\lambda_{1max} = \sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}$, slika 36. Uz λ_{1max} , postiže se ultimativni kut otklona toka u kosom području konvergentne statorsche rešetke. Jednadžbe (3.80) do (3.82) zanemaruju neke činjenice koje su bitne kod realnog strujanja: stvarna valovita struktura toka u kosom području, promjene gubitaka energije u rešetki kod različitih vrijednosti ε_1 , promjena izentropskog eksponenta kod strujanja vlažne pare, itd.

Relacija prikazana na slici 3.37 prikazuje porast stvarnog kuta otklona $\delta = \alpha_1 - 12^\circ$ u usporedbi s proračunskom vrijednošću. Razlika između teorijske krivulje i eksperimentalnih točaka na slici može se uglavnom objasniti porastom gubitaka energije kod visokih brzina strujanja.



Slika 3.37 Kut toka na izlazu iz konv. kanla rešetke lopatica u ovisnosti o Ma :
 ----- - računski, po jedn. (3.81),
 ooooo - eksperimentalni podaci

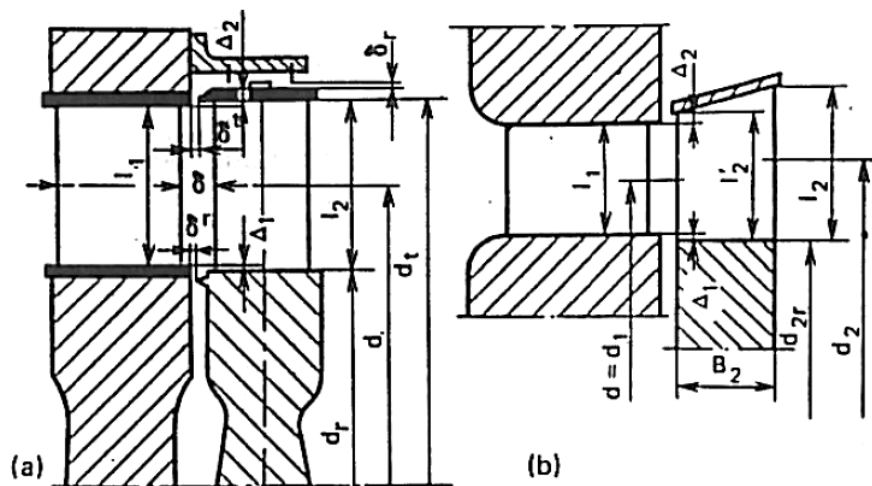
Kod divergentnih rešetki, ekspanzija toka u kosom području može se zbiti uz uvjete kada je $\varepsilon_1 < \varepsilon_{1d}$. Pomoću analogije s konvergentnom rešetkom, također je moguće koristiti jednadžbu kontinuiteta za dobivanje jednadžbe za kut otklona u kosom području divergentnih rešetki:

$$\frac{\sin(\alpha_{1ef} + \delta)}{\sin \alpha_{1ef}} = \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_d} \frac{(c_{1t})_d}{c_{1t}} \quad (3.83)$$

Kut otklona je bitan za konstrukciju trokuta brzina turbinskog stupnja.

3.8. Određivanje dimezija statorskih i rotorskih lopatica turbinskog stupnja

3.8.1. Turbinski stupanj s jednim redom rotorskih lopatica



Slika 3.38 Aksijalni turbinski stupanj s cilindričnom (a) i koničnom (b) bandažom rotorskih lopatica

Turbinski stupanj je shematski prikazan na slici 3.38. Proračun turbinskog stupnja se sastoji u rješavanju dva međusobno povezana zadatka:

1. određivanje osnovnih dimenzija statorskih i rotorskih lopatica: visina l_1 i l_2 , izlaznih kuteva α_1 i β_2 ; odabiranja podesnog tipa profila lopatice, njegovog kuta ugradnje, dužine tetive, apsolutnog i relativnog koraka lopatice, broja lopatica z_1 i z_2 , zazora i prekrivanja u stupnju, tipa bandaže lopatica, itd.
2. određivanje koeficijenta iskoristivosti stupnja na obodu kola η_u i unutarnjeg koeficijenta iskoristivosti stupnja η_i , snage stupnja i sila koje djeluju na rotorske lopatice.

Rješenje tih zadataka mora zadovoljiti zahtjevima za visokom pouzdanošću i iskoristivošću stupnja uz što nižu cijenu koštanja izrade.

Dimenzije statorskih i rotorskih lopatica turbinskog stupnja se određuju istovremeno s konstrukcijom trokuta brzina. Turbinski stupanj proračunava se uz sljedeće ulazne podatke:

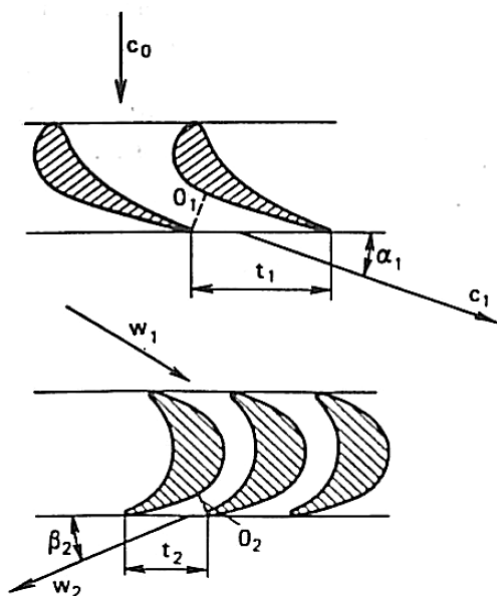
1. maseni protok pare ili plina G kroz stupanj,
2. parametre pare ispred stupnja c_0, p_0 i t_0 ,
3. tlak iza stupnja p_2 .

Uz te podatke u proračunu se koriste i približne vrijednosti omjera brzina u/c_f , srednjeg promjera stupnja d i reaktivnosti ρ , koji se određuju na temelju preliminarne raspodjele toplinskih padova između stupnjeva kod turbine s više stupnjeva.

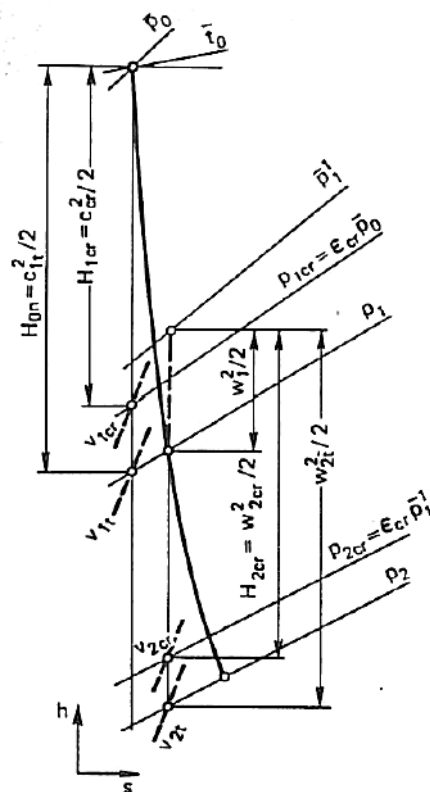
Kod proračuna dimenzija statorske rešetke s podzvučnom brzinom strujanja na njenom izlazu, osnovne konstrukcijske dimenzije su površina poprečnog presjeka grla F_1 , visina lopatica l_1 i parcijalnost e . Kao što je već prethodno navedeno, površina poprečnog presjeka grla ili izlazna površina statorske rešetke, $F_1 = O_1 l_1 z_1$, slika 3.39, može se odrediti pomoću jednadžbe kontinuiteta, uz uzimanje u obzir koeficijenta protoka statorske rešetke μ_1 :

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}, \quad 3.84$$

gdje je $c_{1t} = \sqrt{2H_{0s} + c_0^2}$ teorijska brzina na izlazu iz statorske rešetke; v_{1t} je specifični volumen prilikom izentropske ekspanzije na izlazu iz statorske rešetke, slika 3.40; i μ_1 je koeficijent protoka statorske rešetke.



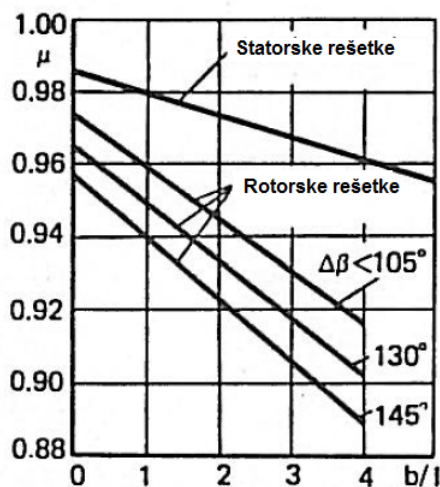
Slika 3.39 Oblici kanala rešetki statorskih i rotorskih lopatica



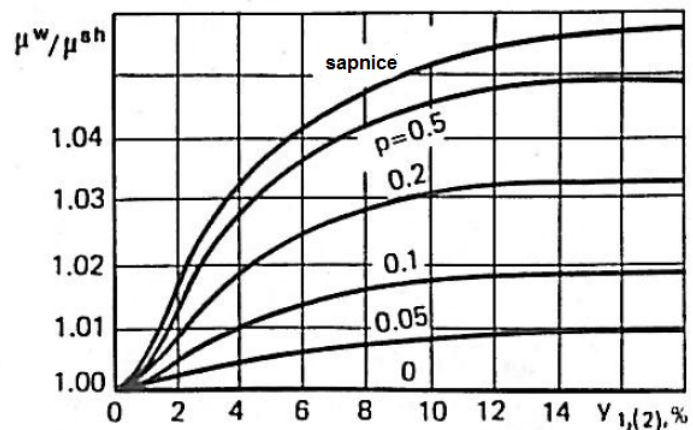
Slika 3.40 Dijagram za određivanje parametara toka u rešetkama statorskih i rotorskih lopatica

Koeficijent protoka statorske rešetke, slično kao i koeficijent gubitaka energije ζ , ovisi o geometrijskim karakteristikama rešetke i parametrima toka, slika 3.41. Za vlažnu paru,

koeficijent protoka μ_v je veći nego koeficijent za pregrijanu paru μ_{pr} , slika 3.42, što je povezano s neravnotežnom ekspanzijom pare u turbinskoj rešetki, što rezultira činjenicom da specifični volumen pare na izlaznom presjeku iz rešetke postaje manji u usporedbi sa specifičnim volumenom koji se dobije proračunom za uvjete termodinamički ravnotežne ekspanzije. Dijagram daje srednje vrijednosti koeficijenta protoka za pregrijanu i vlažnu paru. Za određene profile lopatica koji se koriste pri izradi turbina, njihove karakteristike, kao i sami koeficijenti protoka, se određuju točno pomoću eksperimenata te se te vrijednosti koriste u proračunima.



Slika 3.41 Koef. protoka za pregrijanu paru u stat. i rot. rešetkama lopatica u ovisnosti o l/b i kutu zakreta $\Delta\beta$



Slika 3.42 Utjecaj vlažnosti pare na izlazu iz rešetke na koef. protoka

Kada je veličina F_1 poznata, moguće je odrediti visinu statorske lopatice l_1 . Koristeći jedn. (3.70) dobiva se:

$$F_1 = l_1 O_1 z_1 = l_1 t_1 \sin \alpha_{1ef} \frac{\pi d e}{t_1} = \pi d e l_1 \sin \alpha_{1ef}$$

i stoga:

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1ef}} \quad 3.85$$

U toj jednadžbi, srednji promjer d je obično poznat iz ulaznih podataka za proračun, dok kut toka na izlazu iz statorske rešetke $\alpha_1 = 11$ do 20° uzima se u skladu s volumnim protokom radnog fluida i uz uzimanje u obzir visine statorske lopatice. Uz niže Gv_{1t} , odabiru se manji kutevi da bi dobili više lopatice i tako snizili rubne gubitke (vrha) lopatica. Treba imati na

umu da profilni gubici energije u statorskim lopaticama rastu sa smanjenjem kuta α_1 , ali smanjenje rubnih gubitaka energije kratkih lopatica nadvisuje porast profilnih gubitaka. Osim toga, za turbinske stupnjeve kod kojih se ne iskorištava energija izlazne brzine, manji izlazni kutevi smanjuju gubitak energije zbog izlazne brzine koji je proporcionalan sa $\sin^2 \alpha_1$. Obično je $\alpha_1 = 12$ do 16° za lopatice srednje visine i $\alpha_1 = 16$ do 20° za duge lopatice.

U slučajevima kada je umnožak $e \cdot l_1$ manji od 12 mm i kada je odabran mali kut α_1 , potrebno je uvesti parcijalni privod pare. Tada se odabire visina lopatice 12 do 14 mm, nakon čega se može odrediti parcijalnost e .

Kod visine lopatice l_1 ispod 12 mm, rubni gubici energije rastu brže nego što opadaju gubici zbog parcijalnog privoda. Kod točnih proračuna, bitno je odrediti tzv. optimalni stupanj parcijalnosti kod kojeg je zbroj rubnih gubitaka energije i uslijed parcijalnog privoda minimalan.

Treba naglasiti da se, kod raspodjele pare u regulacijskom stupnju, koristi parcijalni privod neovisno o vrijednosti $e \cdot l_1$, budući da je teže tehnički izvesti puni privod po čitavom srednjem promjeru. Najveća vrijednost parcijalnosti u tom slučaju nije veća od $e = 0,8$ do $0,9$.

Prije određivanja osnovnih dimenzija rešetke rotorskih lopatica, korisno je konstruirati trokut brzina na ulazu u rotorsku rešetku i odrediti brzinu w_1 i kut β_1 . Trokut brzina se konstruira pomoću izračunate brzine $c_1 = c_{1t}$ i, uz pretpostavku za podzvučne brzine strujanja $\alpha_1 \cong \alpha_{1ef}$. Vrijednost za približne proračune se može odrediti pomoću dijagrama na Slika 3.28 3.28, a za točnije proračune pomoću jednadžbe $\varphi = \sqrt{1 - \zeta}$, gdje se ukupni koeficijent gubitaka ζ može uzeti iz eksperimentalnih podataka, npr., iz atlasa profila. Tetiva profila statorske rešetke se računa iz uvjeta čvrstoće i krutosti dijafragme u koju su ugrađene statorske lopatice; njena dimenzija je obično unutar područja 30 do 100 mm. U nekim slučajevima se odabire manja vrijednost tetive da bi se minimizirali rubni gubici, dok se tražena čvrstoća i krutost dijafragme osigurava pomoću ugradnje na nju rebara za ukrućivanje.

Dimenzije rotorskih lopatica, isto kao i statorskih, određuju se pomoću jednadžbe kontinuiteta napisane za presjek grla kanala rotorskih lopatica. Površina poprečnog presjeka grla ili izlazna površina rešetke rotorskih lopatica, $F_2 = l_2 O_2 z_2$, slika 3.39, određuje se pomoću jednadžbe:

$$F_2 = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}, \quad (3.86)$$

gdje je $w_{2t} = \sqrt{2H_{0r} + w_1^2}$ teorijska brzina na izlazu iz rotorskih lopatica; v_{2t} je specifični volumen u slučaju izentropske ekspanzije u rotorskoj rešetki, slika 3.40; i μ_2 je koeficijent protoka rešetke, slika 3.41. Povećanje koeficijenta protoka za vlažnu paru može biti uzeto u obzir pomoću krivulja na slici 3.42.

Isto kao i kod statorske rešetke, sada je moguće uz poznatu vrijednost površine izlaznog poprečnog presjeka F_2 , pronaći umnožak $e \cdot l_2$:

$$e l_2 = \frac{F_2}{\pi d_2 \sin \beta_{2ef}} \quad (3.87)$$

U toj jednadžbi parcijalnost e je jednaka parcijalnosti u statorskoj rešetki; srednji promjer rotorskih lopatica d_2 je jednak srednjem promjeru statorske rešetke, što omogućuje povezivanje rotorskih lopatica pomoću cilindrične bandaže, slika 3.38a: $d_2 = d$; za relativno duže rotorske lopaticе koristi se konična bandaža, slika 3.38b, i u tom slučaju $d_2 > d$; izlazni kut β_{2ef} se uzima ili iz uvjeta unifikacije s prethodnim stupnjevima ili, što je češće, određuje se pomoću jednadžbe (3.87) u kojoj se visina rotorske lopaticе izračunava za cilindričnu bandažu pomoću jednadžbe:

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2),$$

te za koničnu bandažu pomoću jednadžbe:

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2) + B_2 \tan \gamma,$$

Članovi Δ_1 i Δ_2 se zovu prekrivanje u korijenu i na vrhu rotorskih lopatica. Prekrivanja trebaju biti odabrana uz uzimanje u obzir visine lopaticе, zračnosti na vrhu δ^t , slika 3.38a, kuta toka na izlazu α_1 , i srednjeg promjera stupnja. Približne vrijednosti prekrivanja su sljedeće: za lopaticе visine l_1 ispod 50 mm, $\Delta_1 = 1,0$ mm i $\Delta_2 = 1,5$ do 2,0 mm; za $50 \text{ mm} < l_1 < 150 \text{ mm}$, $\Delta_1 = 1,5$ mm i $\Delta_2 = 2,5$ do 4,5 mm; kod stupnjeva s jako visokim (dugim) lopaticama, ukupna prekrivanja mogu iznositi 10 do 15 mm. Kut nagiba konične bandaže, γ , za kraće lopaticе ne treba prelaziti 10 do 12° da bi se izbjegao zastoj toka na bandaži; kod dugih lopatica s koničnom meridionalnom konturom rešetke statorskih lopatica, kut dostiže 25 do 35° ili čak i više. Nakošena (konična) bandaža se primjenjuje i kod kratkih lopatica zbog smanjenja gubitka energije izlazne brzine. Cilindrična bandaža se koristi mnogo češće jer je nju bitno lakše izraditi.

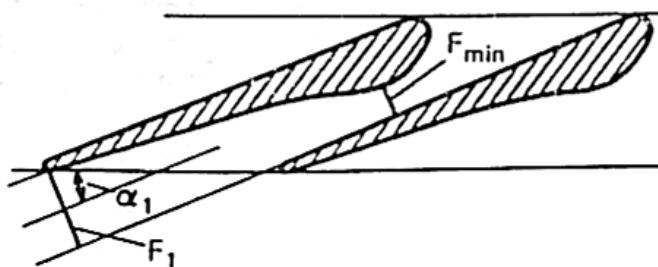
Tetiva rotorskih lopatica se uzima u području $b_2 = 20$ do 80 mm zbog uvjeta čvrstoće, tako da savojna naprezanja u njima ne bi bila veća od 15 do 20 MPa kod stupnjeva s parcijalnim privodom, ili 35 do 40 MPa kod akcijskih stupnjeva s punim privodom pare.

Kada se pomoću jednadžbe (3.87) odredi kut β_{2ef} , može se odrediti pogodni profil rotorskih lopatica iz atlasa profila te nacrtati izlazni trokut brzina.

Kod približnih proračuna, koeficijent brzine se određuje iz dijagrama na slici 3.28, dok se za točnije proračune određuje pomoću jednadžbe $\psi = \sqrt{1 - \zeta}$, gdje se koeficijent ukupnih gubitaka energije za rotorsku rešetku određuje iz eksperimentalnih podataka, npr., iz atlasa profila.

3.8.2. Rešetke lopatica uz nadzvučne brzine strujanja

I kod stupnja s jednim i kod stupnja s dva reda rotorskih lopatica, tok na izlazu iz sapnica (statorskih lopatica), a ponekad i na izlazu iz rotorskih lopatica može biti nadzvučan; u nekim slučajevima tok i na ulazu u rotorsku rešetku može biti nadzvučan. Uz visoke nadzvučne brzine na izlazu iz statorskih rešetki, uz $c_{1t}/a_1 = M_{1t} > 1,35$ ($p_1/p_0 = 1 < 0,35$), koriste se



Slika 3.43 Uz proračun divergentne sapnice

uglavnom rešetke s divergentnim kanalima (tzv. De Lavalova sapnica). Za sapnice s divergentnim kanalima, slika 3.43, bitno je izračunati površine minimalnog poprečnog presjeka F_{min} i izlaznog presjeka iz rešetke F_1 . Kako je poznato, parametri toka koji se formiraju u minimalnom presjeku su

kritični i mogu se odrediti pomoću $h - s$ dijagrama ako se prethodno izračuna kritični tlak $p_{1kr} = \varepsilon_{kr} p_{0*}$, slika 3.40. Tada se može odrediti ukupna površina minimalnog presjeka pomoću jednadžbe:

$$F_{min} = \frac{G v_{1kr}}{\mu_1 c_{1kr}} \quad (3.88)$$

gdje $c_{1kr} = \sqrt{2H_{1kr}}$.

Površina minimalnog presjeka statorske rešetke s divergentnim kanalima može se izračunati preko zaustavnih parametara p_{0*} i v_{0*} :

$$F_{min} = \frac{G}{0,667\mu_1\sqrt{p_{0*}/v_{0*}}} , \quad (3.89)$$

gdje faktor 0,667 odgovara radnom fluidu (para ili plin) s $\kappa = 1,3$.

Površina izlaznog presjeka F_1 statorske rešetke određuje se na isti način kao kod konvergentnih kanala rešetki s podzvučnim brzinama strujanja, tj.:

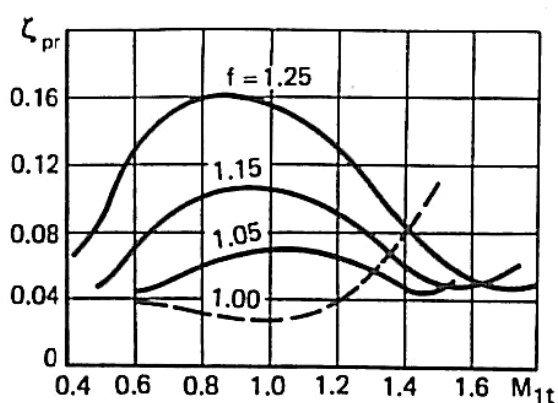
$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} , \quad (3.90)$$

Visina lopatica se određuje pomoću jednadžbe:

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1ef}} \quad (3.91)$$

Kada su poznati omjer F_1/F_{min} i kut toka na izlazu α_{1ef} , odabire se pogodni profil iz atlasa profila. Ako se ne može u atlasu pronaći pogodan profil, treba konstruirati za stupanj novi profil pomoću analogije s postojećim visoko iskoristivim rešetkama s divergentnim kanalima.

U pravilu, statorske rešetke s divergentnim kanalima ne koriste se kod stacionarnih turbostrojeva iz sljedećih nekoliko razloga. Omjeri tlakova 1 ispod 0,3 do 0,35 susreću se samo u statorskim rešetkama, uglavnom kod turbina manjih snaga i pomoćnih turbina. Osim toga, nadzvučne brzine mogu se postići i u rešetki s konvergentnim kanalima uz otklon toka u kosom presjeku. Treba naglasiti da rešetke s konvergentnim kanalima rade s nižim nadzvučnim brzinama na izlazu iz kosog presjeka i imaju pogodno profilirana leđa lopatica,



Slika 3.44 Profilni gubici energije u statorskim rešetkama s različitim stupnjem divergencije f u ovisnosti o Machovom broju na izlazu iz rešetke

što pokazuju mali gubici energije kod promjenjivih režima rada. S druge strane, u statorskim rešetkama s divergentnim kanalima, koeficijent gubitaka energije naglo raste kod odstupanja od projektnog režima rada, slika 3.44. Iz tih razloga, specijalno profilirane rešetke s konvergentnim kanalima s odstupanjem

toka u kosom presjeku statorske rešetke imaju prednost kod relativno nižih nadzvučnih brzina.

Kod određivanja dimenzija rešetke s konvergentnim kanalima s odstupanjem toka u kosom presjeku, površina izlaznog presjeka F_1 (presjek AB na slici 3.35) određuje se na isti način kao površina minimalnog presjeka rešetke s divergentnim kanalima:

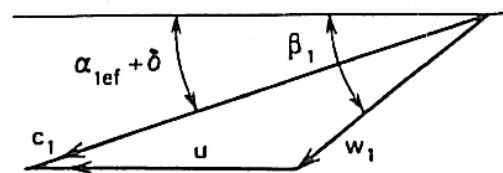
$$F_1 = \frac{G v_{1kr}}{\mu_1 c_{1kr}}, \quad (3.92)$$

U skladu s tim visina lopatica statorske rešetke određuje se u tom slučaju pomoću jednadžbe:

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1ef}} \quad (3.93)$$

Trokut brzina u tom slučaju se konstruira pomoću smjera vektora brzine c_1 čiji je kut $\alpha_{1ef} + \delta$, slika 3.45. Kut otklona toka u kosom presjeku, δ , se određuje pomoću jednadžbe (3.80) ili iz eksperimentalnih podataka.

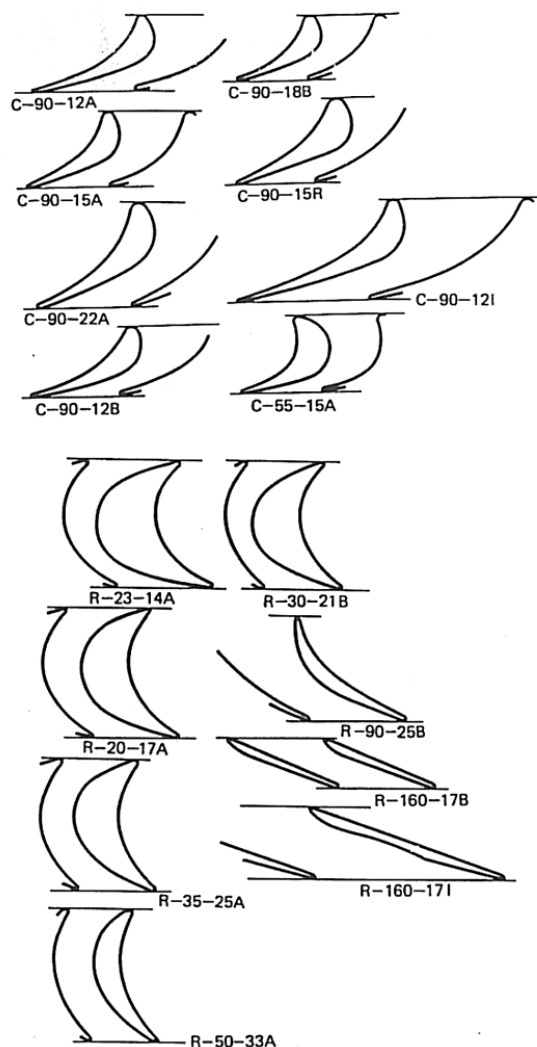
Kako je već ranije ukazivano, turbinske rešetke lopatica se konstruiraju odabiranjem pogodnih aerodinamički savršenih profila iz niza standardnih profila turbinskih lopatica, koje su razvili različiti instituti, kao što je npr. Moskovski energetski institut.



Slika 3.45 Trokut brzina na ulazu u rotorsku rešetku uz otklon toka u kosom području statorske rešetke

Za profile lopatica koji su razvijeni u Moskovskom energetskom institutu, prihvaćena je sljedeća klasifikacija: I statorske i rotorske (akcijske) lopatice razlikuju se po području Ma brojeva u kojima mogu raditi: A za podzvučne brzine $Ma < Ma_*$; B za blago nadzvučne brzine $Ma_* < Ma < 1,2$; i B za jako nadzvučne brzine $Ma > 1,2$. Oblici odabranih profila lopatica razvijenih u Moskovskom energetskom institutu dani su na slici 3.46. Prvo slovo označava (rusko): C - profil za statorske lopatice i P - profil za rotorske (akcijske) lopatice. Prvi broj koji slijedi daje projektni kut toka na ulazu, a drugi kut toka na izlazu iz rešetke (srednja vrijednost područja izlaznih kuteva toka u kojem dani profil se može koristiti). Posljednje slovo ukazuje za koje područje brzina je profil konstruiran.

Atlasi lopatica sadrže karakteristike profila koji mogu biti izabrani kao pogodni za profile lopatica turbinskog stupnja koji se konstruira. Kao primjer, slike 3.55 i 3.56 daju karakteristike profila S-90-12A i R-30-21 A. Na tim slikama, ζ' je koeficijent gubitaka energije u rešetki uz fiksne vrijednosti $Ma_{1,2t}$, $\bar{t}_{1,2}$ i $\beta_1(\alpha_0)$; k_1 , k_2 i k_3 su koeficijenti koji karakteriziraju utjecaj $Ma_{1,2t}$, $\bar{t}_{1,2}$ i $\beta_1(\alpha_0)$ na koeficijent gubitaka energije.



Slika 3.46 Oblici profila lopatica razvijenih u Moskovskom energetsom institutu

Oblik kanala koje oblikuju lopatice se provjerava grafičkom konstrukcijom u skladu s odabranim geometrijskim karakteristikama, u svrhu provjere da ne postoje difuzorski dijelovi u kanalima s podzvučnim brzinama i, dodatno, da dijelovi s velikom zakrivljenošću na leđima profila ne padnu u područje kosog presjeka rešetke.

Za konačni oblik cilindrične rešetke lopatica bitno je odrediti broj profila (lopatice) u njoj:

$$z = \pi d e / t \quad (3.94)$$

gdje je d srednji promjer rešetke (ili stupnja ako su srednji promjeri statorske i rotorske rešetke jednaki, što je tipično za turbinske stupnjeve s kratkim laticama) i $t = b\bar{t}$ je korak profila u rešetki po srednjem promjeru.

Vrijednosti α_1 , α_0 i l_1 za statorsku rešetku, i β_2 , β_1 , i l_2 za rotorsku rešetku su obično poznati iz proračuna; osim toga, tetive profila b_1 i b_2 mogu se odabrati iz uvjeta koji zahtijeva čvrstoća. Koristeći te podatke, profil lopatice i njegove karakteristike određuju se iz atlasa profila na sljedeći način:

1. pogodni profil odabire se u skladu s kutevima $\alpha_1 \cong \alpha_{1ef}$ i α_0 ili $\beta_2 \cong \beta_{2ef}$ i β_1 ;
2. optimalni relativni korak rešetke profila lopatica određuje se pomoću relacije $k_1 = f(\bar{t})$ iz dijagrama na slikama 3.55f i 3.56f;
3. kut postave lopatice u rešetki α_u i β_u određuje se iz krivulja na slikama 3.55b i 3.56b za poznate vrijednosti \bar{t} i $\alpha_1(\beta_2)$. Mijenjajući kut postave $\alpha_u(\beta_u)$ istog profila lopatice, moguće je mijenjati izlazni kut $\alpha_1(\beta_2)$ u području $\pm(1,0 \text{ do } 2,0^\circ)$ uz uvažavanje njegove nominalne vrijednosti.

Vrijednost broja lopatica koja se dobije pomoću jednadžbe (3.94) zaokružuje se na cijeli broj, ili, za statorske lopatice koje se ugrađuju u dijafragme koje se sastoje od dvije polovice, na veći parni broj tako da bi svaka polovica imala cijeli broj statorskih lopatica. Uz tako određeni broj lopatica z , mora se izvršiti korekcija koraka profila u rešetki:

$$t = \pi de/z$$

Koeficijent gubitaka energije za odabrani profil se pronalazi pomoću jednadžbe:

$$\zeta = k_1 k_2 k_3 \zeta' \quad (3.95)$$

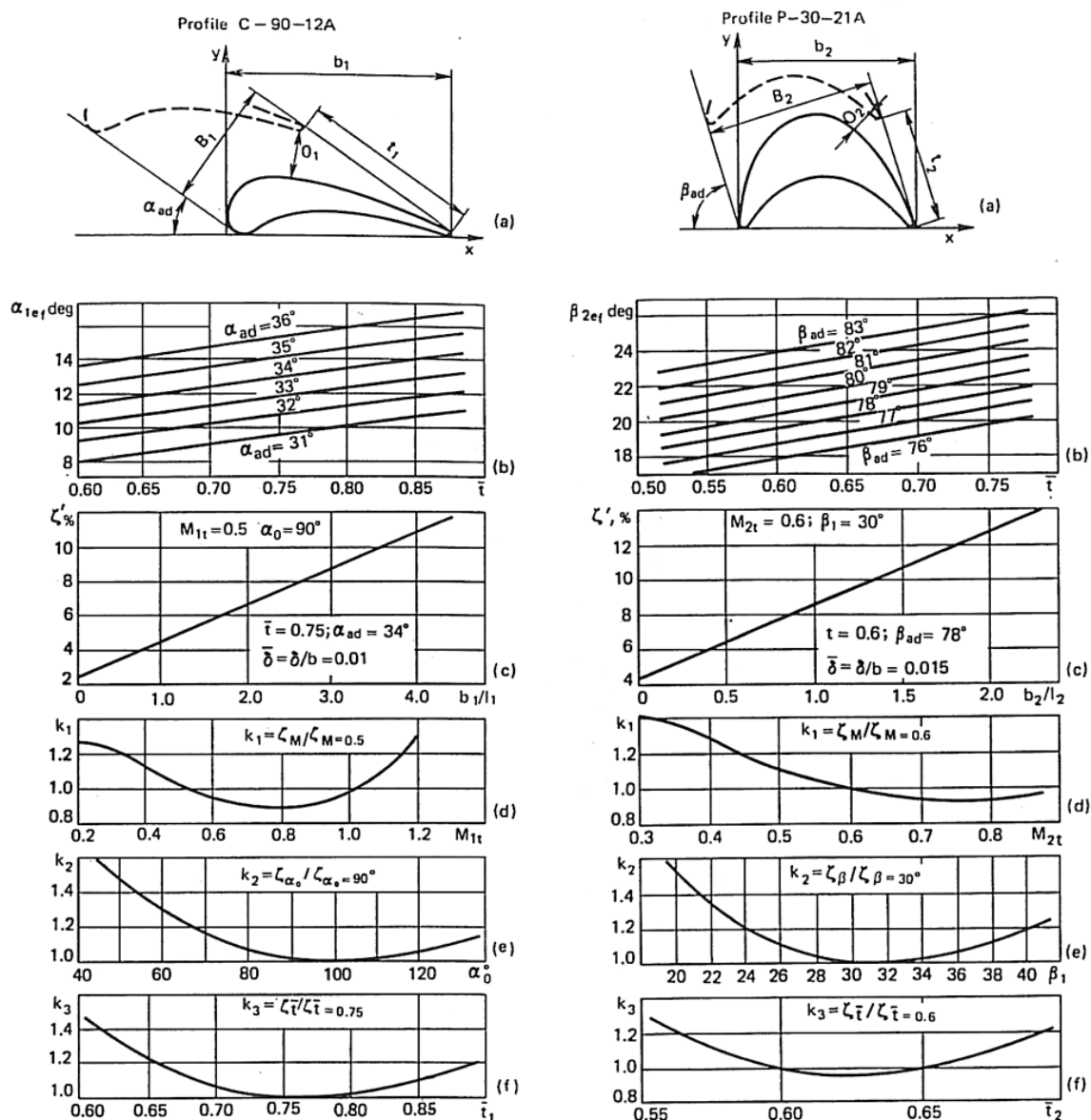
u kojoj se koeficijenti k_1 , k_2 i k_3 mogu odrediti pomoću krivulja danih na slikama 3.55 ili 3.56.

Ako se relativna debljina izlaznog brida lopatice razlikuje od one dane u atlasu profila, uvodi se korekcija za odstupanje gubitka energije izlaznog brida. Gubitak energije izlaznog brida za grupu A profila lopatica iz tablice 2 mogu se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\zeta_{br} = \zeta_{br0} + 0,088\Delta/O\bar{t}^2 \quad (3.96)$$

gdje je ζ_{br0} gubitak izlaznog brida kod njegove nulte debljine; za profile grupe A, $\zeta_{br0} = 0,01$.

Da bi se izvela korekcija, koeficijent gubitka izlaznog brida se računa dva puta: za relativnu debljinu izlaznog brida danu u atlasu profila i za brid koji je usvojen za profil u konstruiranoj rešetki. Tada se razlika gubitaka za te dvije debljine izlaznog brida lopatice dodaje gubicima energije izračunatima prema jednadžbi (3.95).



Slika 3.47 Karakteristike statorskog profila S-90-12A i karakteristike rotorskog profila R-30-21A

4. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN STUPNJEVA TURBINE

4.1. Ulazni podaci

Tablica 4.1 Prikaz zadanih podataka za proračun turbine

| | |
|----------|--------------------------|
| P_{el} | 2 MW |
| D | 12,9 t/h |
| D_{od} | 8 t/h |
| n | 12 000 min ⁻¹ |
| p_0 | 44,8 bar |
| p_{od} | 2 bar |
| p_k | 0,298 bar |

4.2. Algoritam proračuna

1. U prvom koraku odabire se konstantan srednji ili korijenski promjer statorskih lopatica. Srednji i korijenski promjeri prikazani su u tablicama 4.2, 4.3 i 4.4.
2. Pretpostavlja se visina statorskih lopatica l_1 .
3. Obodna brzina za srednji promjer statorskih lopatica

$$u_1 = \frac{d_{1sr} \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.1)$$

4. Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru

$$R = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{1sr}}{l_1}} \quad (4.2)$$

5. Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine stupnja

$$\left(\frac{u}{c_f}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1ef}}{2 \cdot \sqrt{1 - R}} \quad (4.3)$$

$\varphi = 0,95$ – pretpostavljeni koeficijent brzine statorskih lopatica

$\alpha_{1ef} = 12^\circ$ – efektivni izlazni kut profila statorskih lopatica

U nekim se stupnjevima moralo odstupiti od optimalnog omjera brzina $(u/c_f)_{opt}$ kako bi se na izlazu iz grupe stupnjeva dobili traženi parametri pare (tlak reguliranog oduzimanja i konačni tlak). Najveće odstupanje ne bi smjelo prelaziti 5% optimalnog omjera (slike 3.15 i 3.16), ali uz postojeća konstrukcijska rješenja, nije bilo moguće postići potrebne parametre pare uz tako malo odstupanje. U tablicama 4.2, 4.3 i 4.4 su prikazani iznosi optimalnog

omjera $(u/c_f)_{opt}$, stvarnog omjera $(u/c_F)_r$, te odstupanja stvarnog omjera od idealnog u postotcima.

$$\Delta(u/c_f) = \frac{[(u/c_f)_r - (u/c_f)_{opt}]}{(u/c_f)_{opt}} \cdot 100\% \quad (4.4)$$

Ukoliko se optimalni i stvarni omjer brzina razlikuju, u daljnjem proračunu, u svim jednadžbama se umjesto s $(u/c_f)_{opt}$, računa s $(u/c_F)_r$.

6. Fiktivna brzina stupnja

$$c_F = \frac{u_1}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}} \quad (4.5)$$

7. Izentropski toplinski pad stupnja

$$\Delta h_{is} = \frac{c_F^2}{2} \quad (4.6)$$

8. Izentropski toplinski pad u statoskoj rešetci

$$\Delta h_{1,is} = (1 - R) \cdot \Delta h_{is} \quad (4.7)$$

9. Teoretska apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statoske rešetke

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{1,is}} \quad (4.8)$$

10. Izračunavaju se specifična entalpija, tlak i teoretski specifični volumen pare na ulazu u stupanj (indeks 0), na izlazu iz statoske rešetke (indeks 1) i na izlazu iz rotorske rešetke, odnosno stupnja (indeks 2): $h_0, h_{1t}, h_{2t}, p_0, p_1, p_2, v_0, v_{1t}, v_{2t}$.

11. Brzina zvuka na izlazu iz statoske rešetke

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} \quad (4.9)$$

$\kappa = 1,3$ - za pregrijanu paru

12. Teoretski Machov broj na izlazu iz statoske rešetke

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} \quad (4.10)$$

13. Odnos tlaka na izlazu iz statoske rešetke p_1 i tlaka na ulazu u statosku rešetku p_0

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} \quad (4.11)$$

14. Kritični odnos tlakova, za $\varepsilon_1 > \varepsilon_*$

$$\varepsilon_* = \varepsilon_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,546 \quad - \text{ za } \kappa = 1,3 \quad (4.12)$$

15. Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke za $\varepsilon_1 > \varepsilon_*$, odnosno $M_{1t} < 1$

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} \quad (4.13)$$

$\mu_1 = 0,97$ – koeficijent protoka za statorsku rešetku

Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke za $M_{1t} > 1$

$$F_1 = \frac{D \cdot 10^2}{\mu_1 \cdot B \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \quad (4.14)$$

B – faktor kritičnog strujanja

$$B = \sqrt{g \cdot \kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} = 2,09 \quad (4.15)$$

16. Fiktivna visina sapnica

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{1sr} \cdot \sin \alpha_{1ef}} \quad (4.16)$$

17. Parcijalnost sapnica

$$e_1 = \frac{e_1 \cdot l_1}{l_1} \quad (4.17)$$

l_1 – pretpostavljena visina statorskih lopatica

18. Pretpostavka koeficijenta brzine za statorsku rešetku, φ

19. Koeficijent gubitka statorske rešetke

$$\zeta_s = 1 - \varphi^2 \quad (4.18)$$

20. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} \quad (4.19)$$

21. Kut toka pare na izlazu iz statorske rešetke

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{\mu_1}{\varphi} \cdot \sin \alpha_{1ef} \right) \quad (4.20)$$

22. Stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.21)$$

23. Kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{c_1}{w_1} \cdot \sin \alpha_1 \right) \quad (4.22)$$

24. Gubitak u statoskoj rešetci

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{1,is} \cdot \zeta_s \quad (4.23)$$

25. Izentropski toplinski pad u rotorskoj rešetci

$$\Delta h_{2,is} = R \cdot \Delta h_{is} \quad (4.24)$$

26. Teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{2,is} + w_1^2} \quad (4.25)$$

27. Brzina zvuka na izlazu iz rotorske rešetke

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}} \quad (4.26)$$

28. Teoretski Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} \quad (4.27)$$

29. Odnos tlaka na izlazu iz rotorske rešetke i tlaka na ulazu u rotorsku rešetku, za $\varepsilon_2 > \varepsilon_*$

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_1} \quad (4.28)$$

30. Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke za $\varepsilon_2 > \varepsilon_*$, odnosno $M_{2t} < 1$

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} \quad (4.29)$$

$\mu_2 = 0,93$ - koeficijent protoka za rotorsku rešetku

31. Odabire se potrebno prekrivanje između lopatica statoske i rotorske rešetke Δl

32. Visina lopatice rotorske rešetke

$$l_2 = l_1 + \Delta l \quad (4.30)$$

33. Obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke

- ako je srednji promjer konstantan (u ovom slučaju, samo kod regulacijskih stupnjeva):

$$d_{2sr} = d_{1sr}$$

- kod ostalih stupnjeva: $d_{2sr} = d_{1k} - 0,002 + l_2$ (smanjujemo d_{2sr} za 0,002 radi prekrivanja između statorskih i rotorskih lopatica)

$$u_2 = \frac{d_{2sr} \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.31)$$

34. Potrebni izlazni kut profila lopatice rotorske rešetke ($e_2 = e_1$)

$$\beta_{2ef} = \arcsin\left(\frac{F_2}{d_{2sr} \cdot \pi \cdot l_2 \cdot e_2}\right) \quad (4.32)$$

35. Pretpostavka koeficijenta brzine za rotorsku rešetku ψ

36. Koeficijent gubitka rotorske rešetke

$$\zeta_R = 1 - \psi^2 \quad (4.33)$$

37. Kut stvarne relativne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi} \cdot \sin \beta_{2ef}\right) \quad (4.34)$$

38. Stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} \quad (4.35)$$

39. Gubitak u rotorskoj rešetci

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (4.36)$$

40. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_1^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_1 \cdot \cos \beta_2} \quad (4.37)$$

41. Kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{c_2}\right) \quad (4.38)$$

42. Gubitak uslijed izlazne brzine

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2^2}{2} \quad (4.39)$$

43. Stupanj djelovanja na obodu kola

$$\eta_u = \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R} + \Delta h_{g,ib}}{\Delta h_{is}} \quad (4.40)$$

44. Gubici regulacijskog stupnja

a. Gubitak regulacijskog stupnja zbog ventilacije

$$\xi_{vent} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - e_1}{e_1} \cdot \left(\frac{U}{c_F} \right)_{opt}^3 \quad (4.41)$$

b. Gubitak uslijed trenja diska

$$\xi_{tr} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{1sr}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{U}{c_F} \right)_{opt}^3 \quad (4.42)$$

c. Gubitak na krajevima segmenata sapnica

$$\xi_{seg} = 0,25 \cdot \frac{b_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{U}{c_F} \right)_{opt} \cdot \eta_u \cdot i \quad (4.43)$$

 $i = 2$ – broj privoda pare

d. Gubitak uslijed parcijalnosti

$$\xi_{parc} = \xi_{vent} + \xi_{seg} \quad (4.44)$$

45. Gubici ostalih stupnjeva

a. Gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjku brtvu

$$\xi_{ys} = 0,475 \cdot \frac{\delta_1}{e \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sqrt{Z_S}} \quad (4.45)$$

 δ_1 – raspor statora (1.-11.stupnja = 0,3 mm; 13.-14.stupnja = 0,45 mm) $Z_S = 4$ – broj šiljaka

$$\xi_{yr} = 0,525 \cdot \frac{\delta_2}{\varepsilon \cdot l_2 \cdot \sin \alpha_1} \sqrt{\left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 \cdot \frac{1}{1 - \rho} - 1} \cdot \frac{v_1}{v_2} \cdot \frac{1}{\sqrt{Z_R}} \quad (4.46)$$

 $\delta_2 = 0,5$ mm – raspor rotora

$$\lambda = \frac{d_{2sr}}{l_2}$$

 $Z_R = 2$ – broj šiljaka

$$\xi_y = \xi_{yr} + \xi_{ys} \quad (4.47)$$

b. Gubitak zbog vlažne pare

$$\xi_w = a \cdot \frac{y_0 + y_2}{2} \quad (4.48)$$

$a = 0,4 \div 0,9$ – odabrano 0,55

$y_0 = 1 - x_0$ (vlažnost na ulazu u stupanj)

$y_2 = 1 - x_2$ (vlažnost na izlazu iz stupnja)

46. Unutarnji stupanj djelovanja

$$\eta_i = \eta_u - \xi_{parc} - \xi_{tr} - \xi_y - \xi_w \quad (4.49)$$

47. Iskorišteni toplinski pad stupnja

$$\Delta h_i = \eta_i \cdot \Delta h_{is} \quad (4.50)$$

48. Gubitak stupnja

$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \cdot \Delta h_{is} \quad (4.51)$$

49. Stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja

$$h_{izl} = h_0 - \Delta h_i \quad (4.52)$$

4.3. Podaci dobiveni proračunom

Proračun je proveden pomoću računalnog programa Matlab za svaki stupanj turbine. Za izračun pojedinih termodinamičkih veličina korištena je funkcija *XSteam*, koja pokriva cijelo područje h-s dijagrama. U tablicama 4.2, 4.3 i 4.4 dane su sve izračunate veličine za sve stupnjeve turbine.

Tablica 4.2 Dobivene vrijednosti za stupnjeve od 1 do 5

| | 1. stupanj | 2. stupanj | 3. stupanj | 4. stupanj | 5. stupanj |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| d_{1sr} [mm] | 441 | 268,48 | 270,16 | 272,21 | 274,75 |
| d_k [mm] | 431 | 260 | 260 | 260 | 260 |
| l_1 [mm] | 10 | 8,48 | 10,16 | 12,21 | 14,75 |
| u_1 [m/s] | 277,0885 | 168,6910 | 169,7465 | 171,0346 | 172,6305 |
| R | 0,0392 | 0,0538 | 0,0634 | 0,0747 | 0,0881 |
| $(u/c_f)_{opt}$ | 0,4740 | 0,4776 | 0,4801 | 0,4830 | 0,4866 |
| $(u/c_f)_r$ | 0,4740 | 0,4776 | 0,4801 | 0,4830 | 0,4866 |
| $\Delta(u/c_f)_{opt}$ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| c_f [m/s] | 584,5658 | 353,1721 | 353,5735 | 354,0997 | 354,8043 |
| Δh_{is} [kJ/kg] | 170,8586 | 62,3653 | 62,5071 | 62,6933 | 62,9430 |
| Δh_{1is} [kJ/kg] | 164,1583 | 59,0103 | 58,5441 | 58,0096 | 57,3966 |
| c_{1t} [m/s] | 572,9891 | 343,5414 | 342,1814 | 340,6160 | 338,8115 |
| h_0 [kJ/kg] | 3366,2823 | 3263,1959 | 3224,0891 | 3181,4176 | 3137,6857 |
| h_{1t} [kJ/kg] | 3202,1240 | 3204,1856 | 3165,5451 | 3123,4080 | 3080,2890 |
| h_{2t} [kJ/kg] | 3195,4237 | 3200,8306 | 3161,5820 | 3118,7243 | 3074,7426 |
| p_0 [bar] | 44,800 | 25,757 | 20,900 | 16,846 | 13,469 |
| p_1 [bar] | 26,357 | 21,142 | 17,083 | 13,701 | 10,898 |
| p_2 [bar] | 25,757 | 20,900 | 16,846 | 13,469 | 10,672 |
| v_0 [m ³ /kg] | 0,0732 | 0,1186 | 0,1421 | 0,1706 | 0,2061 |
| v_{1t} [m ³ /kg] | 0,1106 | 0,1383 | 0,1661 | 0,2002 | 0,2427 |
| v_{2t} [m ³ /kg] | 0,1126 | 0,1395 | 0,1679 | 0,2029 | 0,2467 |
| x_0 [kg/kg] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| x_2 [kg/kg] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| a_1 [m/s] | 615,701 | 616,4886 | 607,3573 | 597,1444 | 586,4245 |
| M_{1t} | 0,9306 | 0,5573 | 0,5634 | 0,5704 | 0,5778 |
| ε_1 | 0,5883 | 0,8208 | 0,8174 | 0,8134 | 0,8091 |
| F_1 [mm ²] | 713,299 | 1486,9696 | 1793,2633 | 2171,2026 | 2646,5377 |
| $e_1 l_1$ [mm] | 2,476 | 8,48 | 10,16 | 12,21 | 14,75 |
| e_1 | 0,2476 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| φ | 0,94215 | 0,8911 | 0,9137 | 0,9249 | 0,9346 |
| ζ_s | 0,1123 | 0,2060 | 0,1652 | 0,1446 | 0,1266 |
| c_1 [m/s] | 539,8465 | 306,1207 | 312,6349 | 315,0312 | 316,6477 |
| α_1 [°] | 12,3601 | 13,0809 | 12,7522 | 12,5947 | 12,4619 |
| w_1 [m/s] | 275,6376 | 146,8567 | 151,7731 | 152,7354 | 152,6981 |
| β_1 | 24,7864 | 28,1496 | 27,0448 | 26,7280 | 26,5822 |
| $\Delta h_{g,s}$ [kJ/kg] | 18,4412 | 12,1554 | 9,6738 | 8,3873 | 7,2637 |

| | 1. stupanj | 2. stupanj | 3. stupanj | 4. stupanj | 5. stupanj |
|---------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Δh_{2is} [kJ/kg] | 6,7003 | 3,3549 | 3,9630 | 4,6836 | 5,5464 |
| w_{2t} [m/s] | 298,9595 | 168,1570 | 175,9578 | 180,8187 | 185,4981 |
| a_2 [m/s] | 614,1169 | 615,6957 | 606,4006 | 595,9865 | 585,0185 |
| M_{2t} | 0,4868 | 0,2731 | 0,2902 | 0,3034 | 0,3171 |
| ε_2 | 0,9772 | 0,9886 | 0,9861 | 0,9830 | 0,9792 |
| F_2 [mm ²] | 1451,652 | 3196,8871 | 3676,9397 | 4322,6998 | 5124,2251 |
| Δl [mm] | 1 | 1,52 | 1,84 | 1,79 | 1,25 |
| l_2 [mm] | 11 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| d_{2sr} [mm] | 441 | 268 | 270 | 272 | 274 |
| u_2 [m/s] | 277,0885 | 168,3894 | 169,6460 | 170,9026 | 172,1593 |
| β_{2ef} [°] | 22,6226 | 22,3152 | 21,1762 | 21,1821 | 21,8424 |
| ψ | 0,86851 | 0,8452 | 0,8643 | 0,8450 | 0,8691 |
| ζ_R | 0,24569 | 0,2857 | 0,2530 | 0,2860 | 0,2446 |
| β_2 [°] | 24,3238 | 24,6971 | 22,8730 | 23,4329 | 23,4599 |
| w_2 [m/s] | 259,6494 | 142,1185 | 152,0825 | 152,7943 | 161,2242 |
| $\Delta h_{g,R}$ [kJ/kg] | 10,9795 | 4,0396 | 3,9160 | 4,6747 | 4,2082 |
| c_2 [m/s] | 114,3551 | 71,1910 | 66,0749 | 68,0820 | 68,6171 |
| α_2 [°] | 69,2646 | 56,5217 | 63,4617 | 63,1876 | 69,2931 |
| $\Delta h_{g,ib}$ [kJ/kg] | 6,5384 | 2,5341 | 2,1829 | 2,3176 | 2,3542 |
| η_u | 0,7895 | 0,6997 | 0,7477 | 0,7547 | 0,7803 |
| ξ_{vent} | 0,09836 | - | - | - | - |
| ξ_{tr} | 0,01397 | - | - | - | - |
| ξ_{seg} | 0,07396 | - | - | - | - |
| $\xi_{y,S}$ | - | 0,0371 | 0,0318 | 0,0268 | 0,0224 |
| $\xi_{y,R}$ | - | 0,0355 | 0,0332 | 0,0304 | 0,0274 |
| ξ_y | - | 0,0726 | 0,0650 | 0,0571 | 0,0498 |
| ξ_w | - | - | - | - | - |
| ξ_{parc} | 0,17222 | - | - | - | - |
| η_i | 0,6033 | 0,6271 | 0,6827 | 0,6976 | 0,7305 |
| Δh_i [kJ/kg] | 103,0864 | 39,1068 | 42,6715 | 43,7320 | 45,9818 |
| Δh_g [kJ/kg] | 67,7722 | 23,2585 | 19,8356 | 18,9613 | 16,9612 |
| h_{izl} [kJ/kg] | 3263,1959 | 3224,0891 | 3181,4176 | 3137,6857 | 3091,7038 |

Tablica 4.3 Dobivene vrijednosti za stupnjeve od 6 do 10

| | 6. stupanj | 7. stupanj | 8. stupanj | 9. stupanj | 10. stupanj |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|-------------|
| d_{1sr} [mm] | 277,89 | 281,84 | 286,82 | 293,19 | 302,13 |
| d_k [mm] | 260 | 260 | 260 | 260 | 260 |
| l_1 [mm] | 17,89 | 21,84 | 26,82 | 33,19 | 42,13 |
| u_1 [m/s] | 176,6034 | 177,0853 | 180,2143 | 184,2167 | 189,8339 |
| R | 0,1038 | 0,1224 | 0,1441 | 0,1693 | 0,2006 |
| $(u/c_f)_{opt}$ | 0,4908 | 0,4960 | 0,5022 | 0,5098 | 0,5197 |
| $(u/c_f)_r$ | 0,4908 | 0,4960 | 0,5022 | 0,5098 | 0,5353 |
| $\Delta(u/c_f)_{opt}$ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 3,0 |
| c_f [m/s] | 355,7509 | 357,0512 | 358,8487 | 361,3766 | 354,6584 |
| Δh_{is} [kJ/kg] | 63,2793 | 63,7428 | 64,3862 | 65,2965 | 62,8913 |
| Δh_{1is} [kJ/kg] | 56,7080 | 55,9401 | 55,1103 | 54,2436 | 50,2729 |
| c_{1t} [m/s] | 336,7729 | 334,4849 | 331,9950 | 329,3739 | 317,0895 |
| h_0 [kJ/kg] | 3091,7038 | 3043,9001 | 2994,2012 | 2942,4498 | 2888,8392 |
| h_{1t} [kJ/kg] | 3034,9958 | 2987,9600 | 2939,0909 | 2888,2063 | 2838,5663 |
| h_{2t} [kJ/kg] | 3028,4245 | 2980,1573 | 2929,8150 | 2877,1533 | 2825,9479 |
| p_0 [bar] | 10,6717 | 8,365 | 6,475 | 4,936 | 3,694 |
| p_1 [bar] | 8,5851 | 6,687 | 5,139 | 3,885 | 2,921 |
| p_2 [bar] | 8,3654 | 6,475 | 4,936 | 3,694 | 2,748 |
| v_0 [m ³ /kg] | 0,2504 | 0,3064 | 0,3781 | 0,4717 | 0,5965 |
| v_{1t} [m ³ /kg] | 0,2961 | 0,3640 | 0,4516 | 0,5667 | 0,7136 |
| v_{2t} [m ³ /kg] | 0,3021 | 0,3731 | 0,4657 | 0,5890 | 0,7476 |
| x_0 [kg/kg] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| x_2 [kg/kg] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| a_1 [m/s] | 574,8524 | 562,4836 | 549,2324 | 534,9738 | 520,5800 |
| M_{1t} | 0,5858 | 0,5947 | 0,6045 | 0,6157 | 0,6091 |
| ε_1 | 0,8045 | 0,7994 | 0,7936 | 0,7870 | 0,7909 |
| F_1 [mm ²] | 3247,8898 | 4019,6594 | 5024,5380 | 6355,7681 | 8313,6632 |
| $e_1 l_1$ [mm] | 17,89 | 21,84 | 26,82 | 33,19 | 42,13 |
| e_1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| φ | 0,9423 | 0,9496 | 0,9557 | 0,9604 | 0,9645 |
| ζ_s | 0,1121 | 0,0983 | 0,0866 | 0,0777 | 0,0697 |
| c_1 [m/s] | 317,3387 | 317,6131 | 317,2940 | 316,3265 | 305,8451 |
| α_1 [°] | 12,3583 | 12,2623 | 12,1820 | 12,1219 | 12,0690 |
| w_1 [m/s] | 151,4634 | 149,3802 | 146,1713 | 141,6037 | 126,5908 |
| β_1 | 26,6420 | 26,8451 | 27,2618 | 27,9759 | 30,3421 |
| $\Delta h_{g,s}$ [kJ/kg] | 6,3561 | 5,5010 | 4,7726 | 4,2123 | 3,5023 |
| Δh_{2is} [kJ/kg] | 6,5713 | 7,8027 | 9,2759 | 11,0530 | 12,6184 |
| w_{2t} [m/s] | 189,9575 | 194,7303 | 199,7944 | 205,3230 | 203,1306 |
| a_2 [m/s] | 573,1408 | 560,3913 | 546,6657 | 531,8096 | 516,8409 |
| M_{2t} | 0,3314 | 0,3475 | 0,3655 | 0,3861 | 0,3930 |
| ε_2 | 0,9744 | 0,9683 | 0,9606 | 0,9507 | 0,9409 |
| F_2 [mm ²] | 6126,9106 | 7381,7615 | 8980,6407 | 11053,2483 | 14180,9200 |
| Δl [mm] | 1,11 | 1,16 | 1,18 | 0,81 | 0,87 |
| l_2 [mm] | 19 | 23 | 28 | 34 | 43 |

| | 6. stupanj | 7. stupanj | 8. stupanj | 9. stupanj | 10. stupanj |
|---------------------------|------------|------------|------------|------------|-------------|
| d_{2sr} [mm] | 277 | 281 | 286 | 292 | 301 |
| u_2 [m/s] | 174,0442 | 176,5575 | 179,6991 | 183,4690 | 189,1239 |
| β_{2ef} [°] | 21,7501 | 21,3190 | 20,9143 | 20,7559 | 20,4111 |
| ψ | 0,8814 | 0,8931 | 0,9085 | 0,9183 | 0,9319 |
| ζ_R | 0,2231 | 0,2024 | 0,1747 | 0,1568 | 0,1315 |
| β_2 [°] | 23,0163 | 22,2461 | 21,4337 | 21,0336 | 20,3675 |
| w_2 [m/s] | 167,4285 | 173,9114 | 181,5104 | 188,5416 | 189,2992 |
| $\Delta h_{g,R}$ [kJ/kg] | 4,0258 | 3,8373 | 3,4859 | 3,3048 | 2,7139 |
| c_2 [m/s] | 68,4340 | 67,6612 | 67,1926 | 68,0837 | 66,9075 |
| α_2 [°] | 73,0561 | 76,6778 | 80,8009 | 83,6841 | 79,9640 |
| $\Delta h_{g,ib}$ [kJ/kg] | 2,3416 | 2,2890 | 2,2574 | 2,3177 | 2,2383 |
| η_u | 0,7989 | 0,8176 | 0,8367 | 0,8494 | 0,8656 |
| ξ_{vent} | - | - | - | - | - |
| ξ_{tr} | - | - | - | - | - |
| ξ_{seg} | - | - | - | - | - |
| $\xi_{y,S}$ | 0,0186 | 0,0154 | 0,0126 | 0,0102 | 0,0081 |
| $\xi_{y,R}$ | 0,0249 | 0,0225 | 0,0203 | 0,0181 | 0,0160 |
| ξ_y | 0,0435 | 0,0379 | 0,0329 | 0,0283 | 0,0241 |
| ξ_w | - | - | - | - | - |
| ξ_{parc} | - | - | - | - | - |
| η_i | 0,7554 | 0,7797 | 0,8038 | 0,8210 | 0,8415 |
| Δh_i [kJ/kg] | 47,8037 | 49,6989 | 51,7514 | 53,6107 | 52,9209 |
| Δh_g [kJ/kg] | 15,4756 | 14,0439 | 12,6348 | 11,6859 | 9,9703 |
| h_{izl} [kJ/kg] | 3043,9001 | 2994,2012 | 2942,4498 | 2888,8392 | 2835,9183 |

Tablica 4.4 Dobivene vrijednosti za stupnjeve od 11 do 14

| | 11. stupanj | 12. stupanj | 13. stupanj | 14. stupanj |
|-------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| d_{1sr} [mm] | 312,64 | 405 | 404,39 | 426,34 |
| d_k [mm] | 260 | 383 | 370 | 370 |
| l_1 [mm] | 52,64 | 22 | 34,39 | 56,34 |
| u_1 [m/s] | 196,4375 | 254,4690 | 254,0857 | 267,8773 |
| R | 0,2326 | 0,0891 | 0,1328 | 0,1922 |
| $(u/c_f)_{opt}$ | 0,5304 | 0,4868 | 0,4989 | 0,5169 |
| $(u/c_f)_r$ | 0,5506 | 0,5111 | 0,5837 | 0,6020 |
| $\Delta(u/c_f)_{opt}$ [%] | 3,82 | 5,0 | 17,0 | 16,45 |
| c_f [m/s] | 356,7479 | 497,8407 | 435,2789 | 445,0016 |
| Δh_{is} [kJ/kg] | 63,6345 | 123,9227 | 94,7339 | 99,0132 |
| Δh_{1is} [kJ/kg] | 48,8343 | 112,8850 | 82,1576 | 79,9870 |
| c_{1t} [m/s] | 312,5197 | 475,1526 | 405,3581 | 399,9674 |
| h_0 [kJ/kg] | 2835,9183 | 2781,6510 | 2685,1901 | 2609,1162 |
| h_{1t} [kJ/kg] | 2787,0840 | 2668,7659 | 2603,0325 | 2529,1292 |
| h_{2t} [kJ/kg] | 2772,2837 | 2657,7283 | 2590,4562 | 2510,1030 |
| p_0 [bar] | 2,749 | 2,000 | 1,005 | 0,565 |
| p_1 [bar] | 2,158 | 1,073 | 0,612 | 0,338 |
| p_2 [bar] | 2,000 | 1,005 | 0,565 | 0,298 |
| v_0 [m ³ /kg] | 0,7562 | 0,9748 | 1,7099 | 2,8368 |
| v_{1t} [m ³ /kg] | 0,9094 | 1,5796 | 2,6242 | 4,4720 |
| v_{2t} [m ³ /kg] | 0,9637 | 1,6732 | 2,8134 | 5,0049 |
| x_0 [kg/kg] | 1 | 1 | 1 | 0,98205 |
| x_2 [kg/kg] | 1 | 1 | 0,98205 | 0,95881 |
| a_1 [m/s] | 505,1086 | 469,3774 | 456,7632 | 443,4147 |
| M_{1t} | 0,6187 | 1,0123 | 0,8875 | 0,9020 |
| ε_1 | 0,7852 | 0,5364 | 0,6085 | 0,5983 |
| F_1 [mm ²] | 10749,1688 | 4688,0680 | 9084,2161 | 15689,0947 |
| $e_1 l_1$ [mm] | 52,64 | 17,7219 | 34,39 | 56,34 |
| e_1 | 1 | 0,8055 | 1 | 1 |
| φ | 0,9676 | 0,9451 | 0,9581 | 0,9650 |
| ζ_s | 0,0637 | 0,1068 | 0,0821 | 0,0687 |
| c_1 [m/s] | 302,3954 | 449,0758 | 388,3618 | 385,9785 |
| α_1 [°] | 12,0302 | 12,3208 | 12,1517 | 12,0628 |
| w_1 [m/s] | 117,6276 | 207,6915 | 149,8400 | 136,0661 |
| β_1 | 32,3995 | 27,4766 | 33,0646 | 36,3576 |
| $\Delta h_{g,s}$ [kJ/kg] | 3,1128 | 12,0505 | 6,7451 | 5,4973 |
| Δh_{2is} [kJ/kg] | 14,8002 | 11,0376 | 12,5763 | 19,0262 |
| w_{2t} [m/s] | 208,4148 | 255,3646 | 218,1848 | 237,8370 |
| a_2 [m/s] | 500,5557 | 467,5387 | 454,6833 | 440,3008 |
| M_{2t} | 0,4164 | 0,5462 | 0,4799 | 0,5402 |
| ε_2 | 0,9267 | 0,9367 | 0,9243 | 0,8810 |
| F_2 [mm ²] | 17815,3955 | 9589,4298 | 18871,8405 | 30798,5162 |
| Δl [mm] | 1,36 | 1 | 1,61 | 1,66 |
| l_2 [mm] | 54 | 23 | 36 | 58 |

| | 11. stupanj | 12. stupanj | 13. stupanj | 14. stupanj |
|---------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| d_{2sr} [mm] | 312 | 405 | 404 | 426 |
| u_2 [m/s] | 196,0354 | 254,4690 | 253,8407 | 267,6637 |
| β_{2ef} [°] | 19,6691 | 24,0035 | 24,3953 | 23,3766 |
| ψ | 0,9350 | 0,9202 | 0,9407 | 0,9455 |
| ζ_R | 0,1258 | 0,1532 | 0,1151 | 0,1060 |
| β_2 [°] | 19,5594 | 24,2746 | 24,1008 | 22,9702 |
| w_2 [m/s] | 194,8694 | 234,9948 | 205,2402 | 224,8839 |
| $\Delta h_{g,R}$ [kJ/kg] | 2,7313 | 4,9943 | 2,7405 | 2,9968 |
| c_2 [m/s] | 66,4092 | 104,6585 | 106,9812 | 106,6576 |
| α_2 [°] | 79,2289 | 67,3814 | 51,5724 | 55,3696 |
| $\Delta h_{g,ib}$ [kJ/kg] | 2,2051 | 5,4767 | 5,7225 | 5,6879 |
| η_u | 0,8735 | 0,8183 | 0,8395 | 0,8568 |
| ξ_{vent} | - | 0,0085 | - | - |
| ξ_{tr} | - | 0,0063 | - | - |
| ξ_{seg} | - | 0,0250 | - | - |
| $\xi_{y,S}$ | 0,0065 | - | 0,0148 | 0,0091 |
| $\xi_{y,R}$ | 0,0142 | - | 0,0145 | 0,0109 |
| ξ_y | 0,0207 | - | 0,0293 | 0,0200 |
| ξ_w | - | - | 0,00717 | 0,01838 |
| ξ_{parc} | - | 0,0335 | - | - |
| η_i | 0,8528 | 0,7784 | 0,8030 | 0,8184 |
| Δh_i [kJ/kg] | 54,2673 | 96,4608 | 76,0740 | 81,0343 |
| Δh_g [kJ/kg] | 9,3672 | 27,4618 | 18,6599 | 17,9789 |
| h_{izl} [kJ/kg] | 2781,6510 | 2685,1901 | 2609,1162 | 2528,0819 |

4.4. Izračun električne snage

Za svaki je stupanj izračunata snaga po formuli:

$$P_{stupanj} = D \cdot (h_0 - h_2) \cdot \eta_i \quad (4.53)$$

Rezultati su prikazani u tablici 4.5.

Tablica 4.5 Izračun snage stupnjeva turbine

| STUPANJ | h_0 [kJ/kg] | h_2 [kJ/kg] | η_i | D [kg/s] | $P_{stupanj}$ [kW] |
|---------|---------------|---------------|----------|-------------|--------------------|
| 1 | 3366,2823 | 3195,4237 | 0,60334 | 3,583333333 | 369,3908827 |
| 2 | 3263,1959 | 3200,8306 | 0,62706 | 3,583333333 | 140,1326463 |
| 3 | 3224,0891 | 3161,582 | 0,68267 | 3,583333333 | 152,9070037 |
| 4 | 3181,4176 | 3118,7243 | 0,69755 | 3,583333333 | 156,7052992 |
| 5 | 3137,6857 | 3074,7426 | 0,73053 | 3,583333333 | 164,7681985 |
| 6 | 3091,7038 | 3028,4245 | 0,75544 | 3,583333333 | 171,2966432 |
| 7 | 3043,9001 | 2980,1573 | 0,77968 | 3,583333333 | 178,0880343 |
| 8 | 2994,2012 | 2929,815 | 0,80376 | 3,583333333 | 185,4412701 |
| 9 | 2942,4499 | 2877,1533 | 0,82103 | 3,583333333 | 192,1041752 |
| 10 | 2888,8392 | 2825,9479 | 0,84147 | 3,583333333 | 189,6340929 |
| 11 | 2835,91826 | 2772,2837 | 0,8528 | 1,361111111 | 73,86416905 |
| 12 | 2781,651 | 2657,7283 | 0,7784 | 1,361111111 | 131,2947237 |
| 13 | 2685,1901 | 2590,4562 | 0,80303 | 1,361111111 | 103,5453895 |
| 14 | 2609,1162 | 2510,103 | 0,81842 | 1,361111111 | 110,2967993 |

Σ 2319,469328

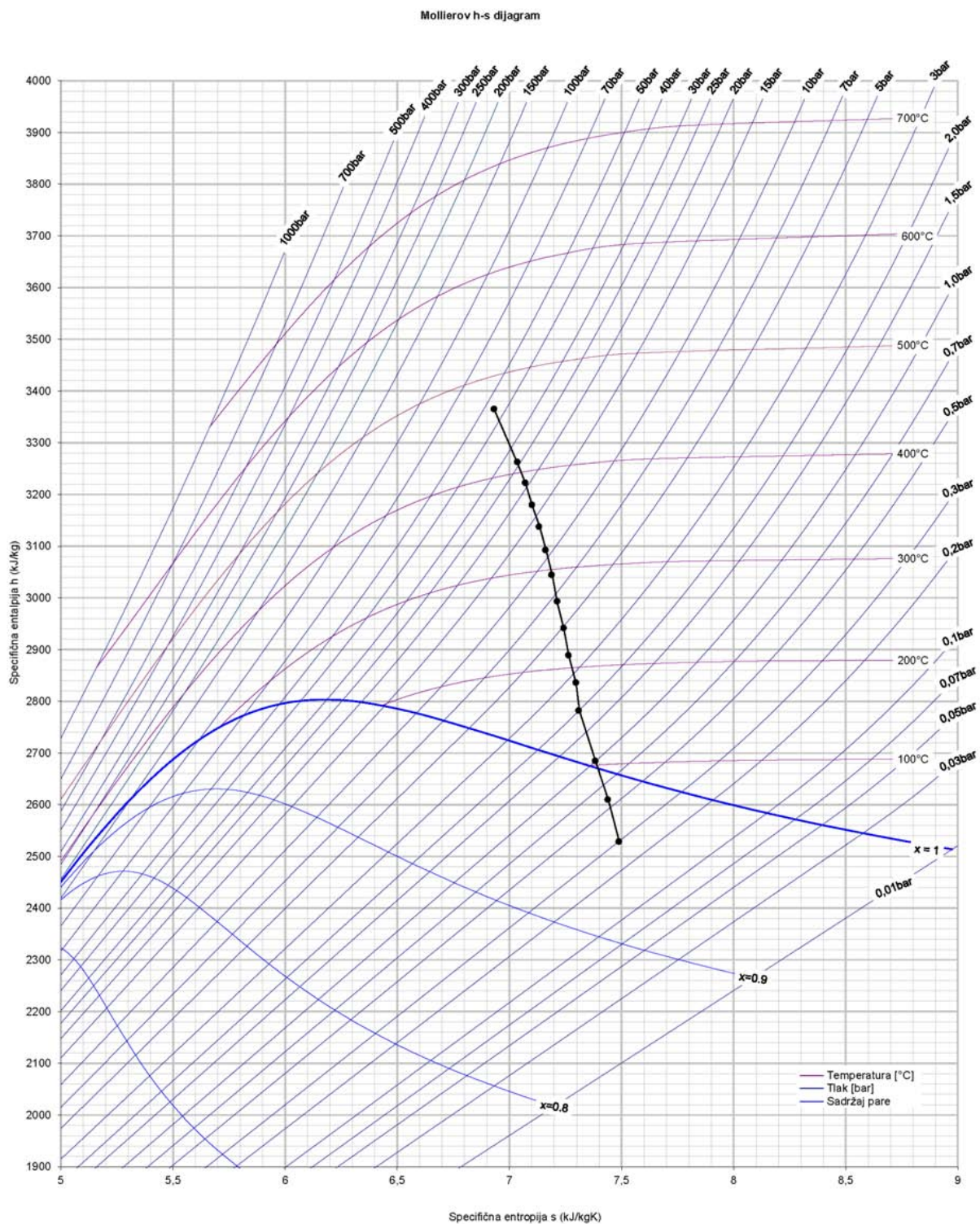
Električna snaga iznosi:

$$P_{el} = \eta_{meh} \cdot \eta_{el} \cdot \sum P_{stupanj} = \quad (4.54)$$

$$= 0,94 \cdot 0,94 \cdot 2319 = 2049 \text{ kW}$$

Iskoristivosti η_{meh} i η_{el} su određeni prema slici 2.1.

4.5. Ekspanzijska krivulja turbine u h-s dijagramu



Slika 4.1 Ekspanzijska linija u h-s dijagramu

Na h-s dijagramu prikazane su točke stanja ulaza (h_0, p_0) i izlaza (h_{izl}, p_2) za svaki pojedini stupanj. Očito je da para ulazi vlažno područje u 13. i 14. stupnju. Sadržaj pare na izlazu iz 13. stupnja je $x_{13} = 0,9821$, a na izlazu iz 14. stupnja $x_{14} = 0,9588$.

5. KONSTRUKCIJA PROFILA LOPATICA

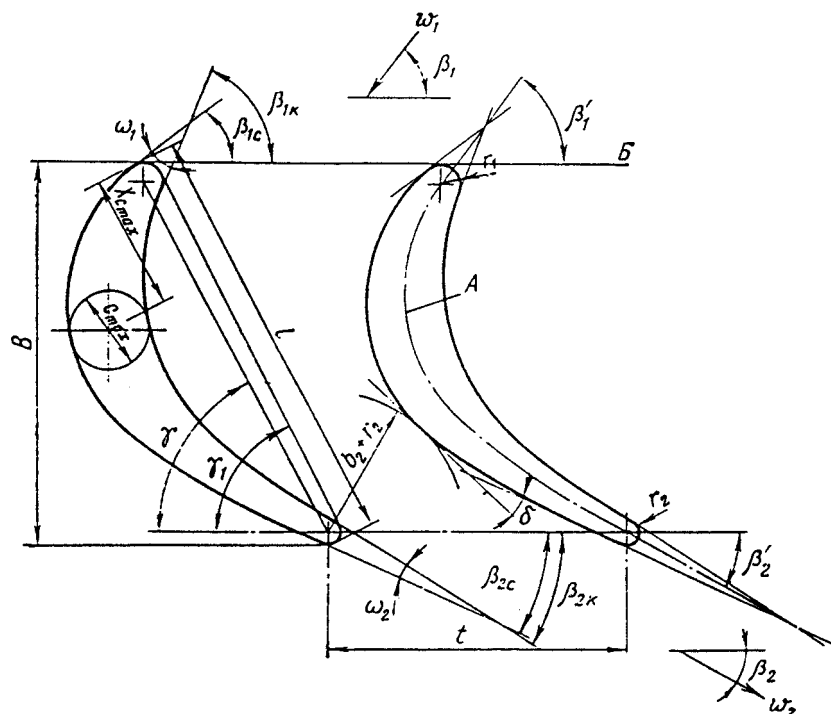
5.1. Uvod

Za izravno modeliranje strujanja u rešetkama profila lopatica danas se u inženjerskoj praksi koriste numeričke metode, dok se za inverznu oblikovanje profila lopatica koriste tzv. geometrijske metode koje se mogu podijeliti na grafičke i analitičke. Grafičke metode konstruiranja profila mogu se podijeliti u dvije grupe:

1. metode oblikovanja temeljene na konstrukciji profila savijanjem specijalnog aerodinamičkog profila
2. metode koje predviđaju oblikovanje profila neposrednom konstrukcijom konveksne ("leđa") i konkavne ("trbuha") strane profila lopatice.

Konstrukcija profila pomoću metoda iz prve grupe sastoji se od dvije etape:

1. konstrukcije skeletnice savijenog profila;
2. oblikovanja profila raspodjelom debljine duž skeletnice.



Slika 5.1 Geometrijski parametri turbinskog profila i rešetke:
A – srednja linija („skeletnica“); B – širina rešetke; C – fronta rešetke

Konstrukcija profila pomoću metoda iz druge grupe također se uvjetno može podijeliti u dvije etape:

1. prethodna ocjena geometrijskih parametara profila i rešetke, npr., ulazni kut profila β'_1 , efektivni izlazni kut rešetke β_{2ef} , kut otklona izlaznog brida δ , maksimalna debljina profila c_{max} , polumjer zaobljenja ulaznog i izlaznog brida r_1 i r_2 , itd. (slika 5.1);
2. konstrukcija konveksne i konkavne strane, i bridova profila na takav način, da bi se osigurala npr. proračunska vrijednost minimalnog strujnog presjeka ("grla") rešetke, $a = t \sin \beta_{2ef}$, i maksimalna debljina profila c_{max} . Pri tome se za oblikovanje profila mogu koristiti kružni lukovi, parabole, hiperbole, Bernoullijeve lemniskate i druge krivulje, pa i pravci.

U praksi su širu primjenu dobile grafičke metode konstruiranja profila iz druge grupe.

Uz grafičke metode sve više su se razvijale i analitičke metode konstruiranja. Kod tih se metoda profil opisuje sustavom analitičkih izraza određene familije krivulja, koji ovise o početnim podacima D i jednom ili nekoliko parametara Π :

$$y = f(x, D, \Pi) . \quad (5.1)$$

Proces konstrukcije rešetki svodi se na računanje y kao funkcije x za svaki zadani skup vrijednosti D i Π .

Pri projektiranju profila zadaju se početni podaci npr. ulazni i izlazni kut toka β_1 i β_2 , debljina ulaznog i izlaznog brida d_1 i d_2 , vrijednosti Machovih brojeva i kinematičke viskoznosti na ulazu i izlazu, Ma_1 , Ma_2 odn. ν_1 , ν_2 , itd. U stvarnosti se konstruiranje profila provodi za konkretnu lopaticu, pa se stoga moraju dodatno zadati korak profila t (izbor broja lopatica odnosi se na optimalizaciju konstrukcije lopatice), zatim zahtjevi čvrstoće i tehnologije izradbe lopatice.

U ovom su poglavlju također prikazane analitičke metode koje koriste za oblikovanje profila sljedeće krivulje ili njihove familije: kružnice odn. kružne lukove, Bernoullijeve lemniskate, hiperbolne spirale, te polinome višeg stupnja.

Bilo koja metoda konstrukcije profila završava kontrolom stvarnih vrijednosti zadanog parametra ili parametara (npr. čvrstoće, strujnih gubitaka, tehnologije izradbe, itd.), te korekcijom profila.

5.2. Analitičke metode konstrukcije profila

Razrada metoda analitičkog projektiranja profila lopatica proizlazi iz potrebe rješavanja istog zadatka kao i kod projektiranja pomoću grafičkih metoda, tj. potrebno je odrediti profil rešetke, koja će ostvariti zadani zakret toka uz što niže strujne gubitke, a geometrijske karakteristike profila odgovaraju zahtjevima čvrstoće, tehnologije izradbe, i slično. Nije teško ustanoviti da, uz zadanu postavku, nema strogog jednoznačnog rješenja zadatka.

U ovom završnom radu je korištena metoda konstrukcije pomoću polinoma višeg reda, tako da će samo ona biti prikazana.

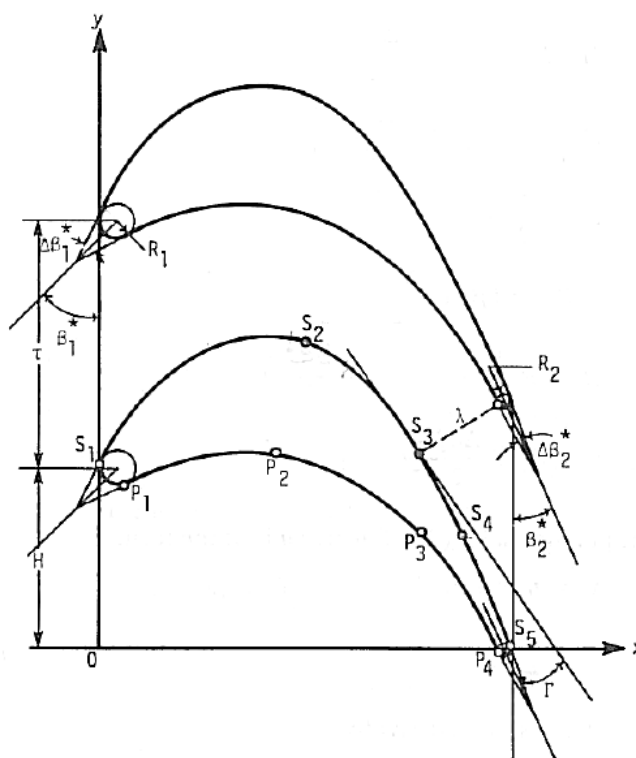
5.2.1. Konstrukcija pomoću polinoma višeg reda

U konstrukciji turbinskih rešetki priželjkuje se kontinuiranost krivulje profila lopatice da bi se izbjegle velike promjene brzine radnog fluida. Pri tome, analitički opis profila ne smije ograničavati odabir oblika profila lopatica. Također, uvođenje lokalnih promjena na profilu ne bi smjelo imati utjecaja na ostatak profila. Polinomi višega reda omogućuju ispunjavanje ovih zahtjeva.

Profil lopatice se konstruira iz segmenata polinoma n -tog stupnja, prilikom čega se održava kontinuirana promjena zakrivljenosti.

Osnovni podaci profila koji se moraju zadati su sljedeći: kutevi zaobljenja ulaznog i izlaznog brida R_1 i R_2 ; udaljenost tetive H ; geometrijski ulazni i izlazni kutevi profila β_1^* i β_2^* ; kutevi zaobljenja ulaznog i izlaznog brida $\Delta\beta_1^*$, $\Delta\beta_2^*$; korak τ ; kut β_λ ($\beta_\lambda = \arcsin(\lambda/\tau)$); kut otklona izlaznog dijela leđa profila Γ ; točke koje definiraju potlačnu i pretlačnu površinu S_2 , S_4 , P_2 , P_3 .

Koristi se kartezijski koordinatni sustav; y-os prolazi kroz ulazni brid rešetke; x-os prolazi kroz središte kružnice izlaznog brida.



Slika 5.2 Koordinatni sustav i geometrijski parametri rešetke

Glavne jednadžbe koje definiraju polinome su:

$$\begin{aligned}
 Y_{S1} &= H + R_1 \sin\left(\beta_1^* - \frac{\Delta\beta_1^*}{2}\right) \\
 X_{S1} &= R_1 \left[1 - \cos\left(\beta_1^* - \frac{\Delta\beta_1^*}{2}\right)\right] \\
 Y'_{S1} &= \tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1^* + \frac{\Delta\beta_1^*}{2}\right) \\
 Y_{S3} &= \tau - (\tau \sin \beta_\lambda + R_2) \sin(\Gamma + \beta_2^*) \\
 X_{S3} &= B_X - (\tau \sin \beta_\lambda + R_2) \cos(\Gamma + \beta_2^*) - R_2 \\
 Y'_{S3} &= \tan\left(\Gamma + \beta_2^* - \frac{\pi}{2}\right) \\
 Y_{S5} &= R_2 \sin\left(\beta_2^* - \frac{\Delta\beta_2^*}{2}\right) \\
 X_{S5} &= B_X - R_2 \left[1 - \cos\left(\beta_2^* - \frac{\Delta\beta_2^*}{2}\right)\right] \\
 Y'_{S5} &= \tan\left(\beta_2^* - \frac{\Delta\beta_2^*}{2} - \frac{\pi}{2}\right)
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

$$\begin{aligned}
Y_{P1} &= H - R_1 \sin\left(\beta_1^* + \frac{\Delta\beta_1^*}{2}\right) \\
X_{P1} &= R_1 \left[1 + \cos\left(\beta_1^* + \frac{\Delta\beta_1^*}{2}\right)\right] \\
Y'_{P1} &= \tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1^* - \frac{\Delta\beta_1^*}{2}\right) \\
Y_{P5} &= -R_2 \sin\left(\beta_2^* + \frac{\Delta\beta_2^*}{2}\right) \\
X_{P4} &= B_X - R_2 \left[1 + \cos\left(\beta_2^* + \frac{\Delta\beta_2^*}{2}\right)\right] \\
Y'_{P4} &= \tan\left(\beta_2^* + \frac{\Delta\beta_2^*}{2} - \frac{\pi}{2}\right)
\end{aligned} \tag{5.3}$$

Polinom $Y(x)$ n -tog stupnja je oblika:

$$Y(x) = a_0 x^n + a_1 x^{n-1} + \dots + a_{n-1} x + a_n = \sum_{i=0}^n a_i x^{n-i}, \tag{5.4}$$

s prvom i drugom derivacijom:

$$\begin{aligned}
Y'(x) &= \sum_{i=0}^{n-1} (n-i) a_i x^{n-i-1}, \\
Y''(x) &= \sum_{i=0}^{n-2} (n-i-1)(n-i) a_i x^{n-i-2}.
\end{aligned} \tag{5.5}$$

Prilikom konstrukcije koriste se polinomi trećeg i četvrtog stupnja za podešavanje segmenata profila da bi ovi odgovarali geometrijskim uvjetima koji opisuju rešetku.

Za potlačnu ili pretlačnu površinu, ukupni broj polinoma k , koji opisuju profil, ovisi o broju danih točaka m (uključujući točke definicije: $k = m - 1$). Da bismo imali kontinuiranu zakrivljenost funkcija mora biti dvostruko derivabilna na unutarnjim točkama ($k = 2 \dots m - 1$), npr.:

$$\begin{aligned}
Y_{k-1}(x_k) &= Y_k(x_k), \\
Y'_{k-1}(x_k) &= Y'_k(x_k), \\
Y''_{k-1}(x_k) &= Y''_k(x_k),
\end{aligned} \tag{5.6}$$

Stupnjevi polinoma korišteni između odabranih točaka su:

- a) Za potlačnu stranu: S_1 do S_2 , 4. stupnja; S_2 do S_3 , 4. stupnja; S_3 do S_4 , 3. stupnja; S_4 do S_5 , 3. stupnja;
- b) Za pretlačnu stranu: P_1 do P_2 , 3. stupnja; P_2 do P_3 , 3. stupnja; P_3 do P_4 , 3. stupnja;

Ovako dobiveni sustavi jednadžbi mogu se rješavati raznim algoritmima, npr. Gaussovom eliminacijom, pomoću generičkih algoritama,...

5.3. Konstrukcija profila

U ovom poglavlju bit će prikazan postupak i rezultati konstrukcije profila turbine za koju je izrađen aerodinamički i termodinamički proračun u poglavlju 4.

Konstruirana su dva profila (statorske i rotorske lopatice) za prvu grupu stupnjeva (stupnjevi 1-11), i dva profila (stat. i rot. lopatice) za drugu grupu stupnjeva (12-14).

Proračun se provodi samo za srednji presjek, budući da su geometrijske vrijednosti profila lopatice konstante po visini lopatice (nisu uvijene).

Za konstrukciju profila je korišten računalni kod razvijen na Katedri za turbostrojeve, Zavoda za energetska postrojenja, energetiku i ekologiju. Računalni kod je baziran na metodi objašnjenju u poglavlju 5.2.1. Određivanje koeficijenata i rješavanje polinoma, (5.4) i (5.5), vrši zasebni generički algoritam. Zadana funkcija cilja je kontinuirana zakrivljenost, definirana jednadžbama (5.6).

5.3.1. Prva grupa stupnjeva (1-11)

Kao predstavnik prve grupe stupnjeva uzet je stupanj 6, budući da se on nalazi, otprilike, na sredini između 1. i 11. stupnja.

5.3.1.1. Konstrukcija profila statorskih lopatica

Tablica 5.1 Polazni podaci za stator stupnja 6

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|----------|
| Srednji promjer, d_{1sr} [mm] | 277,89 |
| Brzina ispred statorskih lopatice, c_0 [m/s] | 68,6171 |
| Ulazni kut, α_0 [°] | 69,2931 |
| Brzina iza statorskih lopatice, c_1 [m/s] | 317,3387 |
| Izlazni kut, α_1 [°] | 12,3583 |
| Kut zakreta toka, $\varepsilon = 180^\circ - (\alpha_0 - \alpha_1)$ [°] | 123,0652 |
| M_{1t} [-] | 0,5858 |

Odabir parametara

1. Relativna debljina profila na srednjem promjeru (pretpostavka):

$$\bar{c}_{max,sr} = 0,391 \quad (5.7)$$

2. Relativni korak rešetke u srednjem presjeku:

$$\begin{aligned} \left(\frac{t}{b}\right)_{sr} &= 0,55 \left[\frac{180}{180 - (\alpha_0 + \alpha_1)} \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_1} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c}_{max,sr}) = \\ &= 0,55 \left[\frac{180}{180 - (69,2931 + 12,3583)} \frac{\sin 69,2931}{\sin 12,3583} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - 0,391) \\ &= 0,67 \end{aligned} \quad (5.8)$$

3. Odabir napadnog kuta na srednjem presjeku:

$$i = 0^\circ \quad (5.9)$$

4. Geometrijski ulazni kut profila lopatice na srednjem presjeku:

$$\alpha'_{0,sr} = \alpha_0 + i = 69,2931 + 0 = 69,2931^\circ \quad (5.10)$$

5. Geometrijski izlazni kut profila lopatice na srednjem presjeku:

- Geometrijski izlazni kut profila treba biti jednak ili manji od kuta toka za 1 do 1,5°
- Odabrano: manji za 1°

$$\alpha'_{1,sr} = \alpha_1 - 1^\circ = 12,3583 - 1 = 11,3583^\circ \quad (5.11)$$

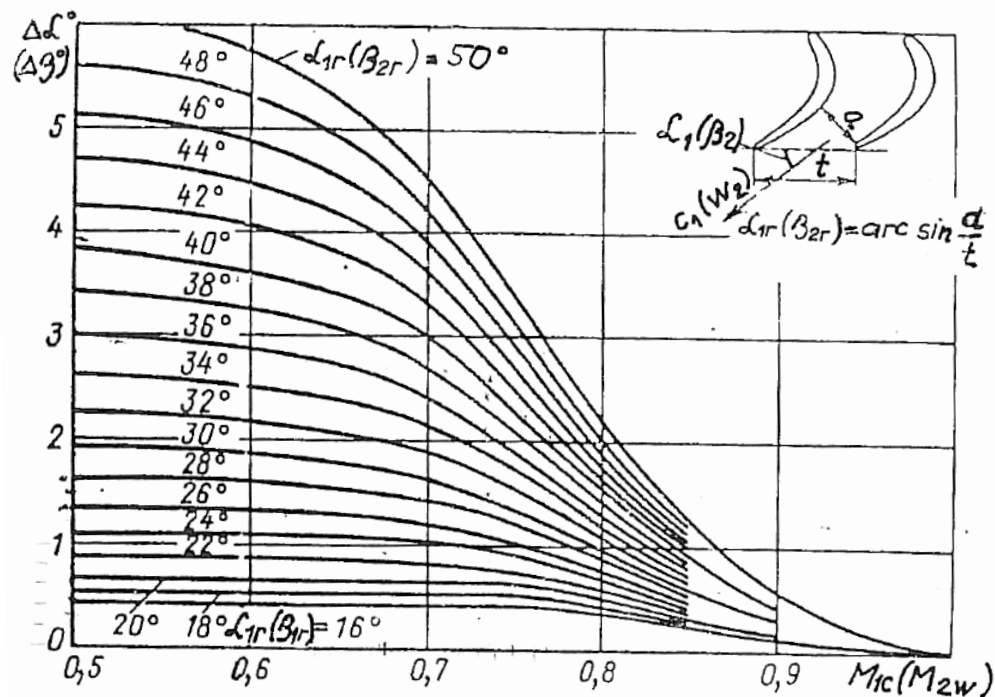
6. Kut odklona toka na izlazu iz rešetke na srednjem presjeku:

- prema dijagramu, slika 5.3, $\Delta\alpha = f(M_{1t}, \alpha_1)$, za $M_{1t} = 0,5858$ i $\alpha_1 = 12,3583^\circ$:

$$\Delta\alpha_{sr} = 0,3^\circ \quad (5.12)$$

7. Izlazni kut rešetke na srednjem presjeku:

$$\alpha_{1r,sr} = \alpha_1 - \Delta\alpha_{sr} = 12,3583 - 0,3 = 12,0583^\circ \quad (5.13)$$



Slika 5.3 Zavisnost kuta otklona $\Delta\alpha(\Delta\beta)$ o Machovom broju na izlazu iz rešetke s različitim kutevima $\alpha_{1r}(\beta_{2r})$

8. Pretpostavka duljine tetive b i visine lopatice h_1 :

$$\begin{aligned} b &= 62,5 \text{ mm} \\ h_1 &= 17,89 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.14)$$

9. Korak rešetke na srednjem presjeku:

$$t_{sr} = b \left(\frac{t}{b} \right)_{sr} = 62,5 \cdot 0,67 = 41,875 \text{ mm} \quad (5.15)$$

10. Broj statorskih lopatica:

$$z_s = \frac{\pi \cdot d_{1sr}}{t_{sr}} = \frac{\pi \cdot 277,89}{41,875} = 20,85 \rightarrow 22 \quad (5.16)$$

11. Korigirani korak rešetke u srednjem presjeku:

$$t_{kor,sr} = \frac{\pi \cdot d_{1sr}}{z_s} = \frac{\pi \cdot 277,89}{22} = 39,683 \quad (5.17)$$

12. Širina grla na srednjem presjeku:

$$a_{sr} = t_{kor,sr} \cdot \sin \alpha_{1r,sr} = 39,683 \cdot \sin 12,0583 = 8,29 \text{ mm} \quad (5.18)$$

13. Relativna visina grla međulopatičnog kanala:

$$\frac{h_1}{a_{sr}} = \frac{17,89}{8,29} = 2,16 \quad (5.19)$$

14. Kut srednje geometrijske brzine na srednjem promjeru:

$$\begin{aligned}\alpha_{m,sr} &= \operatorname{arctg} \frac{c_0 \sin \alpha_0 + c_1 \sin \alpha_1}{c_1 \cos \alpha_1 - c_0 \cos \alpha_0} = \\ &= \operatorname{arctg} \frac{68,6171 \cdot \sin 69,2931 + 317,3387 \cdot \sin 12,3583}{317,3387 \cdot \cos 12,3583 - 68,6171 \cdot \cos 69,2931} = \\ &= 24,8132^\circ\end{aligned}\quad (5.20)$$

15. Kut ugradnje profila na srednjem promjeru:

$$\begin{aligned}\alpha_u &= 57,84 - 0,3929\alpha'_{0,sr} + 0,8221\alpha'_{1,sr} = \\ &= 57,84 - 0,3929 \cdot 69,2931 + 0,8221 \cdot 11,3583 = \\ &= 39,952^\circ\end{aligned}\quad (5.21)$$

16. Širina rešetke na srednjem promjeru:

$$s_{sr} = b \sin \alpha_{u,sr} = 62,5 \cdot \sin 39,952 = 40,134 \text{ mm} \quad (5.22)$$

17. Relativna maksimalna deblina profila na srednjem promjeru:

$$\bar{c}_{max,sr} \leq \frac{t_{kor,sr}(1 - \sin \alpha_{1r,sr})}{b} = \frac{39,683(1 - \sin 12,0583)}{62,5} = 0,502 \quad (5.23)$$

Prihvata se: $\bar{c}_{max,sr} = 0,391$

18. Maksimalna debljina profila lopatice na srednjem promjeru:

$$c_{max,sr} = \bar{c}_{max,sr} \cdot b = 0,391 \cdot 62,5 = 24,4375 \text{ mm} \quad (5.24)$$

19. Polumjer zaobljenja ulaznog brida na srednjem promjeru:

- općenito: $r_1 = (0,025 \text{ do } 0,04)b$ ili $r_1 = (0,12 \text{ do } 0,15)c_{max}$

$$r_1 = 0,15c_{max,sr} = 0,15 \cdot 24,4375 = 3,67 \text{ mm} \quad (5.25)$$

20. Kut zaobljenja ulaznog brida:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= 2,5 \frac{c_{max,sr} - 2r_1}{b} = 2,5 \frac{24,4375 - 2 \cdot 3,67}{62,5} = 0,6839 \text{ rad} \\ &= 39,185^\circ\end{aligned}\quad (5.26)$$

21. Polumjer zaobljenja izlaznog brida na srednjem promjeru:

- općenito: $r_2 = (0,015 \text{ do } 0,02)b$ ili $r_2 = (0,03 \text{ do } 0,16)c_{max}$

$$r_2 = 0,0307c_{max,sr} = 0,0307 \cdot 24,4375 = 0,75 \text{ mm} \quad (5.27)$$

22. Kut zaobljenja izlaznog brida:

$$\varphi_2 = \frac{0,14\varphi_1}{0,2 + \varphi_1} = \frac{0,14 \cdot 0,6839}{0,2 + 0,6839} = 0,1083 \text{ rad} = 6,205^\circ \quad (5.28)$$

23. Kut odklona izlaznog dijela leđa profila rešetke:

- obično je $\delta_l = 8$ do 10° (maksimalno 15°)

$$\text{Odabrano: } \delta_l = 9^\circ \quad (5.29)$$

Tablica 5.2 Parametri za konstrukciju profila statora stupnja 6

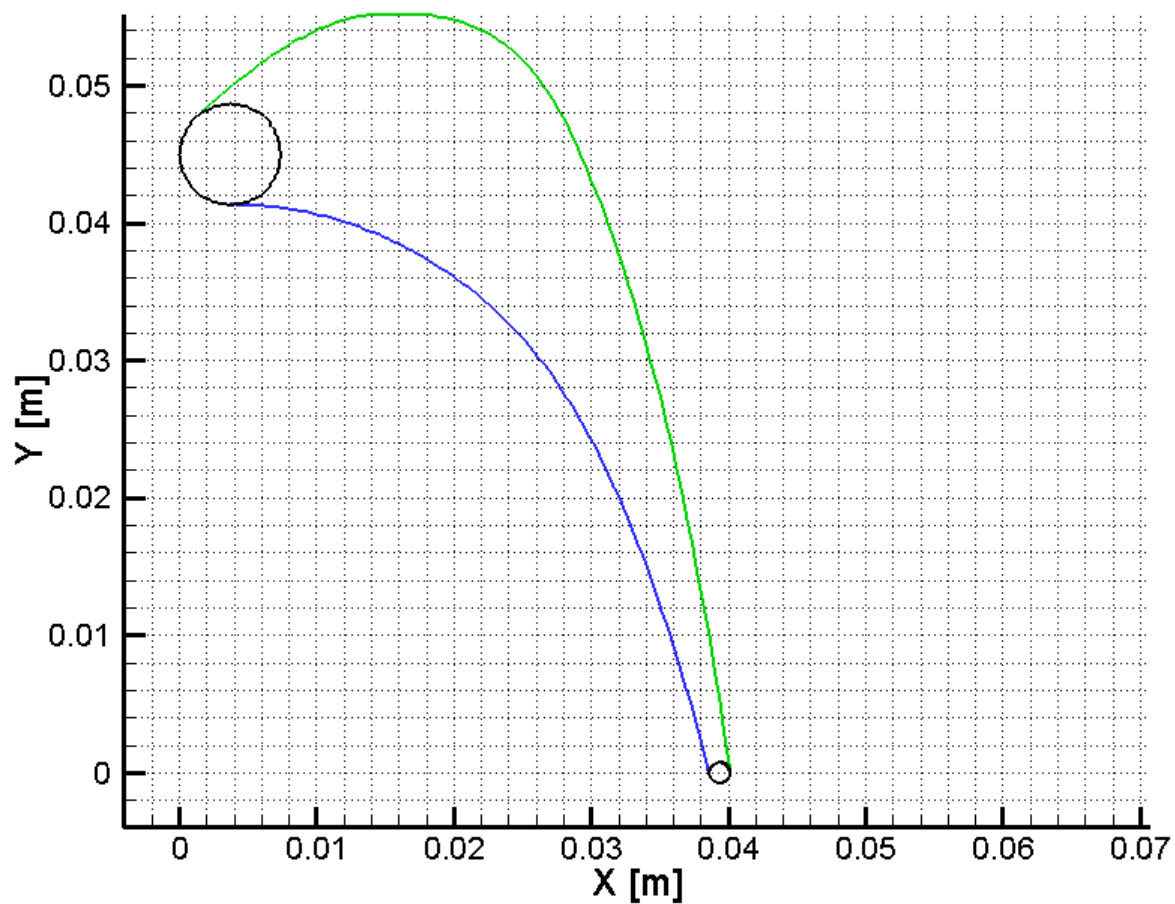
| Parametar | Jedinica | Vrijednost |
|------------------------------------------------|----------|------------|
| $\beta_1^* = \alpha'_{0,SR}$ | [°] | 69,2931 |
| $\beta_2^* = \alpha'_{1,SR}$ | [°] | 11,3583 |
| $\Delta\beta_1^* = \varphi_1$ | [°] | 39,185 |
| $\Delta\beta_2^* = \varphi_2$ | [°] | 6,205 |
| $\lambda = a_{SR}$ | [mm] | 8,29 |
| $\tau = t_{kor,SR}$ | [mm] | 39,683 |
| $\beta_\lambda = \sin^{-1}(\lambda/\tau)$ | [°] | 12,058 |
| $\Gamma = \delta_l$ | [°] | 9 |
| $R_1 = r_1$ | [mm] | 3,67 |
| $R_2 = r_2$ | [mm] | 0,75 |
| $H = b \cdot \cos \alpha_{u,SR} - (r_1 + r_2)$ | [mm] | 43,491 |
| $B_x = b \cdot \sin \alpha_{u,SR}$ | [mm] | 40,134 |

Za ovaj slučaj, nužno je bilo promijeniti korak τ na novu vrijednost $\tau = 44$ mm. Razlog tome je što pri zadanom parametru koraka rešetke ($\tau = 39,683$) je dolazilo do pojave točke infleksije brida profila, što nikako nije poželjno.

Pri tome se mijenja broj lopatica:

$$z_S = \frac{\pi \cdot d_{1SR}}{\tau} = \frac{\pi \cdot 277,89}{44} = 19,84 \rightarrow 20$$

Svi ostali parametri ostaju nepromijenjeni.



Slika 5.4 Dobiveni profil statorsche lopatice prve grupe stupnjeva

5.3.1.2. Konstrukcija profila rotorskih lopatica

Tablica 5.3 Polazni podaci za rotor stupnja 6

| | |
|-----------------------------------------------------------------------|----------|
| Srednji promjer, d_{2sr} [mm] | 277 |
| Brzina ispred rotorskih lopatice, w_1 [m/s] | 151,4634 |
| Ulazni kut, β_1 [°] | 26,642 |
| Brzina iza statorskih lopatice, w_2 [m/s] | 167,4285 |
| Izlazni kut, β_2 [°] | 23,0163 |
| Kut zakreta toka, $\varepsilon = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ [°] | 130,3417 |
| M_{2t} [-] | 0,3314 |

Odabir parametara

1. Relativna debljina profila na srednjem promjeru (pretpostavka):

$$\bar{c}_{max,sr} = 0,1 \quad (5.30)$$

2. Relativni korak rešetke u srednjem presjeku:

$$\begin{aligned} \left(\frac{t}{b}\right)_{sr} &= 0,55 \left[\frac{180}{180 - (\beta_1 + \beta_2)} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c}_{max,sr}) = \\ &= 0,55 \left[\frac{180}{180 - (26,642 + 23,0163)} \frac{\sin 26,642}{\sin 23,0163} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - 0,1) \\ &= 0,577 \end{aligned} \quad (5.31)$$

3. Odabir napadnog kuta na srednjem presjeku:

$$i = -1^\circ \quad (5.32)$$

4. Geometrijski ulazni kut profila lopatice na srednjem presjeku:

$$\beta'_{1,sr} = \beta_1 + i = 26,642 - 1 = 25,642^\circ \quad (5.33)$$

5. Geometrijski izlazni kut profila lopatice na srednjem presjeku:

- Geometrijski izlazni kut profila treba biti jednak ili manji od kuta toka za 1 do 1,5°
- Odabrano: manji za 1°

$$\beta'_{2,sr} = \beta_2 - 1^\circ = 23,0163 - 1 = 22,0163^\circ \quad (5.34)$$

6. Kut odklona toka na izlazu iz rešetke na srednjem presjeku:

- prema dijagramu, Slika 5.3, $\Delta\beta = f(M_{2t}, \beta_2)$, za $M_{2t} = 0,3314$ i $\beta_2 = 23,0163^\circ$:

$$\Delta\beta_{sr} = 1^\circ \quad (5.35)$$

7. Izlazni kut rešetke na srednjem presjeku:

$$\beta_{2r,sr} = \beta_2 - \Delta\beta_{sr} = 23,0163 - 1 = 22,0163^\circ \quad (5.36)$$

8. Pretpostavka duljine tetive b i visine h_2 uz $b/s \approx 1$, gdje je s širina rešetke:

$$\begin{aligned} b &= 25,63 \text{ mm} \\ s &= 25,63 \text{ mm} \\ h_2 &= 58 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.37)$$

9. Korak rešetke na srednjem presjeku:

$$t_{sr} = b \left(\frac{t}{b} \right)_{sr} = 25,63 \cdot 0,577 = 14,789 \text{ mm} \quad (5.38)$$

10. Broj statorskih lopatica:

$$z_R = \frac{\pi \cdot d_{2sr}}{t_{sr}} = \frac{\pi \cdot 277}{14,789} = 58,84 \rightarrow 59 \quad (5.39)$$

11. Korigirani korak rešetke u srednjem presjeku:

$$t_{kor,sr} = \frac{\pi \cdot d_{2sr}}{z_R} = \frac{\pi \cdot 277}{59} = 14,750 \text{ mm} \quad (5.40)$$

12. Širina grla na srednjem presjeku:

$$a_{sr} = t_{kor,sr} \cdot \sin \beta_{2r,sr} = 14,750 \cdot \sin 22,0163 = 5,529 \text{ mm} \quad (5.41)$$

13. Relativna visina grla međulopatičnog kanala:

$$\frac{h_2}{a_{sr}} = \frac{19}{5,529} = 3,44 \quad (5.42)$$

14. Kut srednje geometrijske brzine na srednjem promjeru:

$$\begin{aligned} \beta_{m,sr} &= \arctg \frac{w_1 \sin \beta_1 + w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - w_1 \cos \beta_1} = \\ &= \arctg \frac{151,4634 \cdot \sin 26,642 + 167,4285 \cdot \sin 23,0163}{167,4285 \cdot \cos 23,0163 - 151,4634 \cdot \cos 26,642} = \\ &= 82,012^\circ \end{aligned} \quad (5.43)$$

15. Kut ugradnje profila na srednjem promjeru:

$$\beta_{u,sr} = \beta_{m,sr} = 82,012^\circ \quad (5.44)$$

16. Širina rešetke na srednjem promjeru:

$$s_{sr} = b \sin \beta_{u,sr} = 25,63 \cdot \sin 82,012 = 25,381 \text{ mm} \quad (5.45)$$

17. Relativna maksimalna deblina profila na srednjem promjeru:

$$\bar{c}_{max,sr} \leq \frac{t_{kor,sr}(1 - \sin \beta_{2r,sr})}{b} = \frac{14,750(1 - \sin 22,0163)}{25,63} = 0,360 \quad (5.46)$$

Prihvaća se: $\bar{c}_{max,sr} = 0,1$

18. Maksimalna debljina profila lopatice na srednjem promjeru:

$$c_{max,sr} = \bar{c}_{max,sr} \cdot b = 0,1 \cdot 25,63 = 2,563 \text{ mm} \quad (5.47)$$

19. Polumjer zaobljenja ulaznog brida na srednjem promjeru:

- općenito: $r_1 = (0,025 \text{ do } 0,04)b$ ili $r_1 = (0,12 \text{ do } 0,15)c_{max}$

$$r_1 = 0,025b = 0,025 \cdot 25,63 = 0,64 \text{ mm} \quad (5.48)$$

20. Kut zaobljenja ulaznog brida:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 2,5 \frac{c_{max,sr} - 2r_1}{b} = 2,5 \frac{2,563 - 2 \cdot 0,64}{25,64} = 0,1251 \text{ rad} \\ &= 7,17^\circ \end{aligned} \quad (5.49)$$

21. Polumjer zaobljenja izlaznog brida na srednjem promjeru:

- općenito: $r_2 = (0,015 \text{ do } 0,02)b$ ili $r_2 = (0,03 \text{ do } 0,16)c_{max}$

$$r_2 = 0,078c_{max,sr} = 0,078 \cdot 2,563 = 0,2 \text{ mm} \quad (5.50)$$

22. Kut zaobljenja izlaznog brida:

$$\varphi_2 = \frac{0,14\varphi_1}{0,2 + \varphi_1} = \frac{0,14 \cdot 0,1251}{0,2 + 0,1251} = 0,0539 \text{ rad} = 3,09^\circ \quad (5.51)$$

23. Kut otklona izlaznog dijela leđa profila rešetke:

- obično je $\delta_l = 8 \text{ do } 10^\circ$ (maksimalno 15°)

$$\text{Odabrano: } \delta_l = 9^\circ \quad (5.52)$$

Tablica 5.4 Parametri za konstrukciju profila rotora stupnja 6

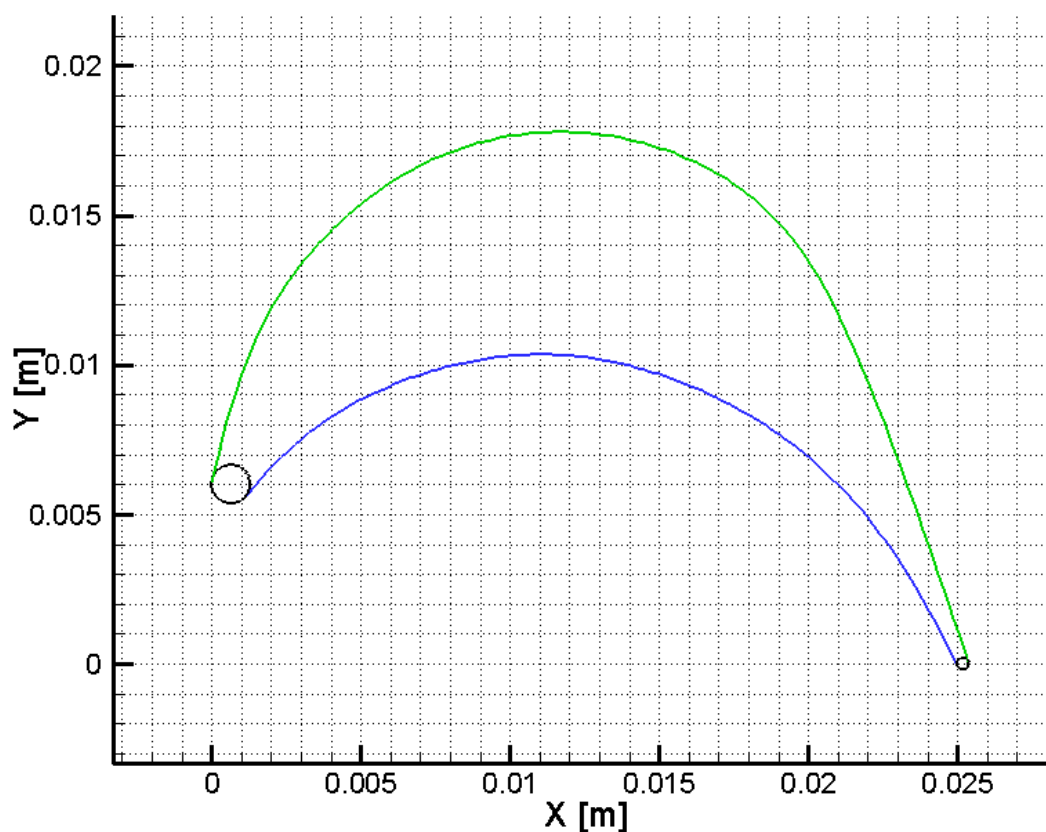
| Parametar | Jedinica | Vrijednost |
|-----------------------------------------------|----------|------------|
| $\beta_1^* = \beta'_{1,sr}$ | [°] | 25,6420 |
| $\beta_2^* = \beta'_{2,sr}$ | [°] | 22,0163 |
| $\Delta\beta_1^* = \varphi_1$ | [°] | 7,17 |
| $\Delta\beta_2^* = \varphi_2$ | [°] | 3,09 |
| $\lambda = a_{sr}$ | [mm] | 5,529 |
| $\tau = t_{kor,sr}$ | [mm] | 14,750 |
| $\beta_\lambda = \sin^{-1}(\lambda/\tau)$ | [°] | 22,015 |
| $\Gamma = \delta_l$ | [°] | 9 |
| $R_1 = r_1$ | [mm] | 0,64 |
| $R_2 = r_2$ | [mm] | 0,2 |
| $H = b \cdot \cos \beta_{u,sr} - (r_1 + r_2)$ | [mm] | 2,722 |
| $B_x = b \cdot \sin \beta_{u,sr}$ | [mm] | 25,381 |

I za ovaj slučaj, nužno je bilo promijeniti korak τ na novu vrijednost $\tau = 16$ mm. Razlog je isti kao i kod statorsche rešetke, paragraf 5.3.1.1, infleksija brida profila.

Pri tome se mijenja broj lopatica:

$$z_R = \frac{\pi \cdot d_{2sr}}{\tau} = \frac{\pi \cdot 277}{16} = 54,39 \rightarrow 55$$

Svi ostali parametri ostaju nepromijenjeni.

**Slika 5.5 Dobiveni profil rotorske lopatice prve grupe stupnjeva**

5.3.2. Druga grupa stupnjeva (12-14)

Kao predstavnik druge grupe stupnjeva uzet je stupanj 14.

5.3.2.1. Konstrukcija profila statorskih lopatica

Tablica 5.5 Polazni podaci za stator stupnja 14

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|----------|
| Srednji promjer, d_{1sr} [mm] | 426,34 |
| Brzina ispred statorskih lopatice, c_0 [m/s] | 106,9812 |
| Ulazni kut, α_0 [°] | 51,5724 |
| Brzina iza statorskih lopatice, c_1 [m/s] | 385,9785 |
| Izlazni kut, α_1 [°] | 12,0628 |
| Kut zakreta toka, $\varepsilon = 180^\circ - (\alpha_0 - \alpha_1)$ [°] | 140,4904 |
| M_{1t} [-] | 0,9020 |

Odabir parametara

Proračun je isti kao i u paragrafu 5.3.1.1.

Tablica 5.6 Parametri statora stupnja 14

| Parametar | Jedinica | Vrijednost |
|---------------------|----------|------------|
| $\bar{c}_{max,sr}$ | [-] | 0,332 |
| $(t/b)_{sr}$ | [-] | 0,67 |
| i | [°] | 0 |
| $\alpha'_{0,sr}$ | [°] | 51,5724 |
| $\alpha'_{1,sr}$ | [°] | 11,0628 |
| $\Delta\alpha_{sr}$ | [°] | 0,1 |
| $\alpha_{1r,sr}$ | [°] | 11,9628 |
| b | [mm] | 62,5 |
| h_1 | [mm] | 56,34 |
| t_{sr} | [mm] | 41,875 |
| z_s | [-] | 32 |
| $t_{kor,sr}$ | [mm] | 41,856 |
| a_{sr} | [mm] | 8,68 |
| h_1/a_{sr} | [-] | 6,49 |
| $\alpha_{m,sr}$ | [°] | 27,8747 |
| α_u | [°] | 46,6719 |
| s_{sr} | [mm] | 45,4648 |
| $\bar{c}_{max,sr}$ | [-] | 0,332 |
| $c_{max,sr}$ | [mm] | 20,125 |
| r_1 | [mm] | 3,02 |
| φ_1 | [°] | 32,2804 |
| r_2 | [mm] | 0,61 |
| φ_2 | [°] | 5,92 |
| δ_l | [°] | 9 |

Tablica 5.7 Parametri za konstrukciju profila statora stupnja 14

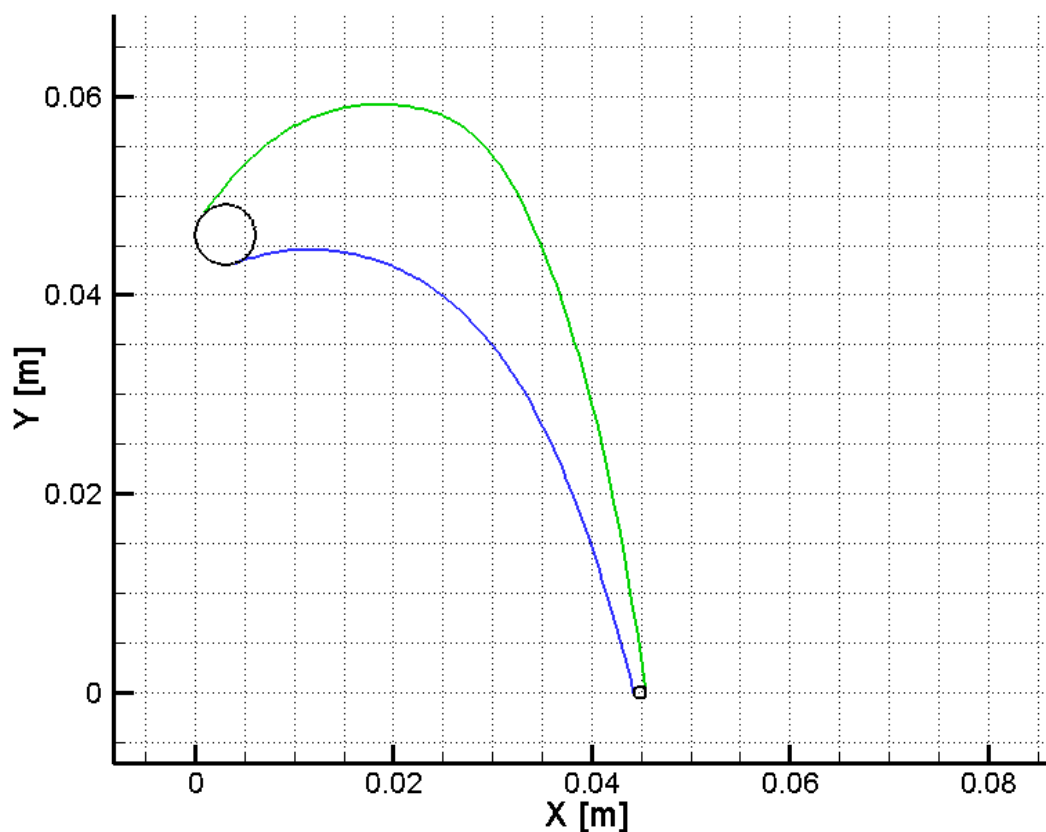
| Parametar | Vrijednost | Jedinica |
|------------------------------------------------|------------|----------|
| $\beta_1^* = \alpha'_{0,SR}$ | 51,5724 | [°] |
| $\beta_2^* = \alpha'_{1,SR}$ | 11,0628 | [°] |
| $\Delta\beta_1^* = \varphi_1$ | 32,2804 | [°] |
| $\Delta\beta_2^* = \varphi_2$ | 5,92 | [°] |
| $\lambda = a_{SR}$ | 8,68 | [mm] |
| $\tau = t_{kor,SR}$ | 41,856 | [mm] |
| $\beta_\lambda = \sin^{-1}(\lambda/\tau)$ | 11,969 | [°] |
| $\Gamma = \delta_l$ | 9 | [°] |
| $R_1 = r_1$ | 3,02 | [mm] |
| $R_2 = r_2$ | 0,61 | [mm] |
| $H = b \cdot \cos \alpha_{u,SR} - (r_1 + r_2)$ | 39,256 | [mm] |
| $B_x = b \cdot \sin \alpha_{u,SR}$ | 45,465 | [mm] |

I za ovaj slučaj, nužno je bilo promijeniti korak τ na novu vrijednost $\tau = 45$ mm. Razlog je isti kao i kod prethodne grupe stupnjeva, paragraf 5.3.1.

Pri tome se mijenja broj lopatica:

$$z_S = \frac{\pi \cdot d_{1SR}}{\tau} = \frac{\pi \cdot 426,34}{45} = 29,76 \rightarrow 30$$

Svi ostali parametri ostaju nepromijenjeni.

**Slika 5.6 Dobiveni profil statorsche lopatice druge grupe stupnjeva**

5.3.2.2. Konstrukcija profila rotorskih lopatica

Tablica 5.8 Polazni podaci za rotor stupnja 14

| | |
|-----------------------------------------------------------------------|----------|
| Srednji promjer, d_{2sr} [mm] | 426 |
| Brzina ispred rotorskih lopatice, w_1 [m/s] | 136,0661 |
| Ulazni kut, β_1 [°] | 36,3576 |
| Brzina iza statorskih lopatice, w_2 [m/s] | 224,8839 |
| Izlazni kut, β_2 [°] | 22,9702 |
| Kut zakreta toka, $\varepsilon = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ [°] | 120,6722 |
| M_{2t} [-] | 0,5402 |

Odabir parametara

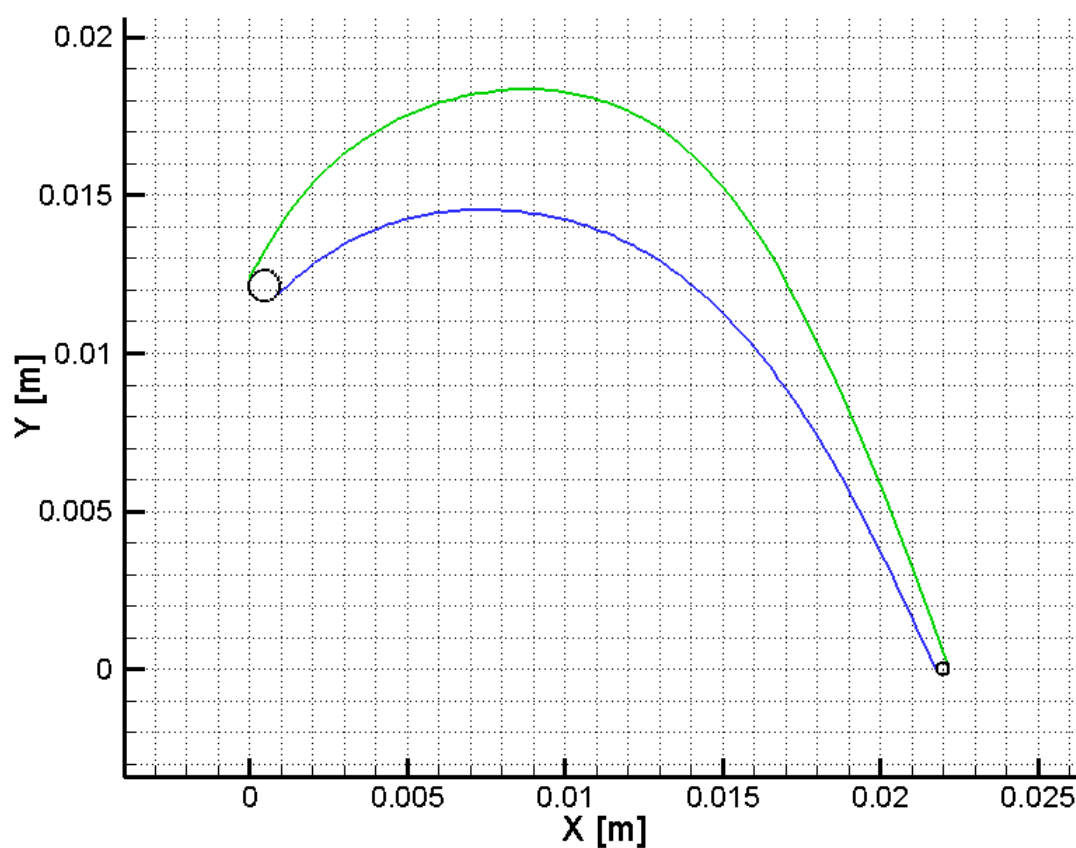
Proračun je isti kao i u paragrafu 5.3.1.2.

Tablica 5.9 Parametri rotora stupnja 14

| Parametar | Jedinica | Vrijednost |
|--------------------|----------|------------|
| $\bar{c}_{max,sr}$ | [-] | 0,128 |
| $(t/b)_{sr}$ | [-] | 0,63 |
| i | [°] | -1 |
| $\beta'_{1,sr}$ | [°] | 35,3576 |
| $\beta'_{2,sr}$ | [°] | 21,9702 |
| $\Delta\beta_{sr}$ | [°] | 1 |
| $\beta_{2r,sr}$ | [°] | 21,9702 |
| b | [mm] | 25,63 |
| s | [mm] | 25,63 |
| h_2 | [mm] | 58 |
| t_{sr} | [mm] | 16,147 |
| z_R | [-] | 83 |
| $t_{kor,sr}$ | [mm] | 16,124 |
| a_{sr} | [mm] | 6,032 |
| h_2/a_{sr} | [-] | 9,615 |
| $\beta_{m,sr}$ | [°] | 59,940 |
| $\beta_{u,sr}$ | [°] | 59,940 |
| s_{sr} | [mm] | 22,183 |
| $\bar{c}_{max,sr}$ | [-] | 0,128 |
| $c_{max,sr}$ | [mm] | 3,281 |
| r_1 | [mm] | 0,49 |
| φ_1 | [°] | 12,86 |
| r_2 | [mm] | 0,2 |
| φ_2 | [°] | 4,24 |
| δ_l | [°] | 9 |

Tablica 5.10 Parametri za konstrukciju profila rotora stupnja 14

| Parametar | Jedinica | Vrijednost |
|-----------------------------------------------|----------|------------|
| $\beta_1^* = \beta'_{1,SR}$ | [°] | 35,3576 |
| $\beta_2^* = \beta'_{2,SR}$ | [°] | 21,9702 |
| $\Delta\beta_1^* = \varphi_1$ | [°] | 12,86 |
| $\Delta\beta_2^* = \varphi_2$ | [°] | 4,24 |
| $\lambda = a_{SR}$ | [mm] | 6,032 |
| $\tau = t_{kor,SR}$ | [mm] | 16,124 |
| $\beta_\lambda = \sin^{-1}(\lambda/\tau)$ | [°] | 21,969 |
| $\Gamma = \delta_l$ | [°] | 9 |
| $R_1 = r_1$ | [mm] | 0,49 |
| $R_2 = r_2$ | [mm] | 0,2 |
| $H = b \cdot \cos \beta_{u,SR} - (r_1 + r_2)$ | [mm] | 12,148 |
| $B_x = b \cdot \sin \beta_{u,SR}$ | [mm] | 22,183 |

**Slika 5.7 Dobiveni profil rotorske lopatice druge grupe stupnjeva**

6. ZAKLJUČAK

Nakon provedenoga termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna dobili smo snagu na električnom generatoru $P_{el} = 2049$ kW, što znači da nam je zadani stupanj iskoristivosti $\eta_i = 0,772$, koji je dao proizvođač i pomoću kojega je izračunata potrebna količina pare na ulazu u turbinu, bio jako dobra pretpostavka. Može se sa sigurnošću reći da bi revitalizirana turbina, tj. uz nove aerodinamički bolje profile lopatica, ostvarivala barem jednaku snagu kao što ju je ostvarivala na početku svog životnog vijeka.

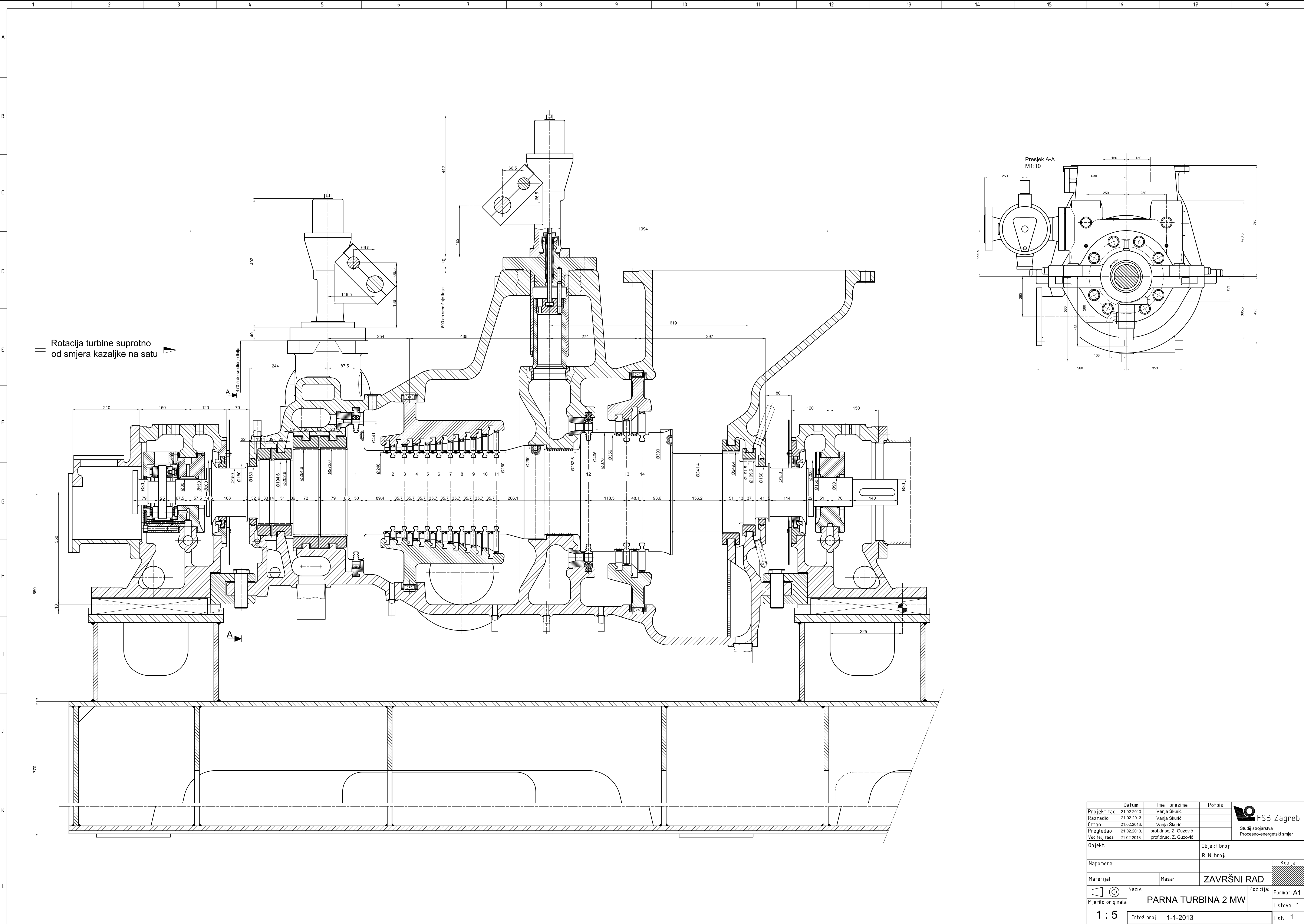
Hoće li, konačno, novi profili povećati unutarnju iskoristivost turbine u ovome trenutku nije moguće utvrditi. Da bismo to saznali potrebno je provesti laboratorijsko ispitivanje novih profila ili računalnu simulaciju strujanja pare oko njih.

LITERATURA

- [1] Guzović, Z.: Podloge iz predmeta Toplinske turbine, Zagreb, 1996.
- [2] Guzović, Z.: Podloge za vježbe iz predmeta Turbostrojevi II, Zagreb, 1994.
- [3] Kostyuk, Frolov: Steam and gas turbines, Mir Publishers, 1988.
- [4] Трубилов, Арсеньев, Фролов и др: Паровые и газовые турбины, Энергоатомиздат, 1985.
- [5] Щегляев, А. В.: Паровые турбины, Энергия, 1976.
- [6] Дейч, Филиппов, Лазарев - Атлас профилей решеток осевых турбин, Машиностроение, 1965.
- [7] Tehnička enciklopedija, Leksikografski zavod Miroslava Krleža, 1997.
- [8] Tuković, Ž.: Strujne karakteristike aerodinamski optimalnih rešetki aksijalnih turbina, Zagreb, 2001.
- [9] Ye, Z.Q., A systematic Computational Design System for Turbine Cascades, Airfoil Geometry, and Blade-toBlade Analysis, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984., Vol. 106, od 598. do 605. str.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



| | | | | |
|---------------------------------------------------------------------------------------|-------------|------------------------|--------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Projektno | Datum | Ime i prezime | Potpis |  FSB Zagreb Studij strojarstva Procesno-energetski smjer |
| Razradio | 21.02.2013. | Vanja Skurić | | |
| Crtao | 21.02.2013. | Vanja Skurić | | |
| Pregledao | 21.02.2013. | prof.dr.sc. Z. Guzović | | |
| Voditelj rada | 21.02.2013. | prof.dr.sc. Z. Guzović | | |
| Objekt: | | | Objekt broj: | |
| Napomena: | | | R. N. broj: | |
| Materijal: | | | Masa: | ZAVRŠNI RAD |
|  | | Naziv: | | Pozicija: |
| Mjerilo originala | | PARNA TURBINA 2 MW | | Format: A1 |
| 1 : 5 | | Crtež broj: 1-1-2013 | | Listova: 1 |
| | | | | List: 1 |